

Sistema Automático de Pré-Tensionamento de Máquina de Ensaio de Cabos Sintéticos de 12 MN

Realizado no

INEGI – Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial

Bruno Ricardo de Oliveira Costa

Relatório do Projecto do MIEM

Orientador no Inegi: Prof. Francisco Freitas

Orientador na FEUP: Prof. Francisco Freitas



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro 2008

Resumo

Este trabalho consiste num projecto para construção de um mecanismo automático de pré-tensionamento para uma máquina de ensaio de cabos sintéticos de 12MN e constitui um subprojecto de um trabalho de maior dimensão em curso, no INEGI.

Esta máquina constitui um equipamento de características únicas e com requisitos especiais de funcionamento para a recente necessidade de ensaio à rotura e à fadiga de cabos sintéticos recentemente desenvolvidos e aprovados para aplicação na indústria petrolífera, nomeadamente, na amarração de plataformas *offshore*.

Este tipo de produto, de características particularmente invulgares, colocou exigências novas e específicas nos procedimentos e meios necessários à preparação de um ensaio, incluindo, a necessidade de pré-tensionamento de um provete.

Foi necessário projectar um equipamento robusto, versátil, multifuncional para poder corresponder às cargas elevadas a que está sujeito, aos diferentes tipos de ferramentas, com grandes massas, que têm que ser utilizadas, do que resultou o recurso à utilização de accionamentos hidráulicos de modo a poderem ser comandados por um autómato programável.

As características que resultaram do equipamento projectado permitem mostrar a validade da solução, no que diz respeito, à optimização global da máquina de ensaio, à simplificação dos árduos processos logísticos de preparação dos ensaios com inerentes poupanças de tempo, à diminuição de meios humanos requeridos no processo e à melhoria das condições de segurança.

Automatic Pre-Tensioning System for a 12 MN Synthetic Rope Testing Machine.

The work here presented consists of the design for manufacturing of an automatic pre-tensioning system, for a 12MN synthetic rope testing machine, as part of a larger project under development at INEGI.

The machine under development is a special purpose tensile stress and fatigue testing equipment for novel type synthetic ropes used on offshore platforms mooring in the oil industry.

This type of ropes, of unusual characteristics, imposes new and specific requirements on the procedures and on the equipments used for their testing, including the need for the pre-tensioning of a specimen.

The project involved the design of a specially robust, versatile and multifunctional equipment, capable of handling the high loads associated, which has determined the use of hydraulic actuation and automatic control.

The end characteristics which were obtained from the designed equipment, have shown that the solution achieves the desired objectives for the testing procedures, contributing for the optimization of the whole machine characteristics, and towards the ease of the tough logistic work on the testing setup leading to time saving, reduction of manpower and improvement of safety conditions.

Prefácio

Este projecto trata-se de um trabalho individual de projecto inserido num projecto em equipa na área de conhecimento do curso e da opção de automação, que visa a integração e aplicação de conhecimentos, competências e atitudes adquiridos ao longo do curso.

É um trabalho de aplicação industrial de desenvolvimento tecnológico envolvendo meios práticos, de simulação e construção, em que se espera promover o desenvolvimento de capacidades de iniciativa, decisão, inovação, trabalho individual e de equipa.

Tem como intuito promover a análise de situações novas, recolha de informação pertinente, selecção das metodologias de abordagem e dos instrumentos de resolução do problema proposto, sua resolução, exercício de síntese e conclusões, elaboração de um relatório pertinente, apresentação pública e discussão dos resultados.

Foi realizado em ambiente misto, quer académico quer empresarial, sendo uma boa experiência de preparação e adaptação ao ambiente laboral do mercado de trabalho.

É importante aproveitar o marco que o fim deste projecto representa para agradecer generosamente aos meus pais e ao meu irmão pelo incondicional apoio prestado durante o meu trajecto académico.

No que diz respeito à realização deste trabalho é imperativo deixar umas palavras de agradecimento às pessoas que me apoiaram, auxiliaram, motivaram e acompanharam durante esta fase. Mais concretamente, ao Professor Francisco Freitas, que para além do contagiante dinamismo e motivação que caracterizam a sua postura profissional representou um elemento exemplar a nível de coordenação e aconselhamento, contribuindo de forma bastante enriquecedora para este projecto. À equipa da UAI-Inegi por terem proporcionado um óptimo ambiente laboral e uma fácil integração, e também, em especial, ao Eng. Carlos Pinto, por todo o aconselhamento prestado. Por último, aos amigos, concretamente ao Tiago Silva, à Mariana Dias e Ana Mota.

ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1	Contextualização	1
1.2	QUINTAS & QUINTAS – Offshore, Sistemas de Amarração, SA	3
1.3	Apresentação da instituição INEGI	4
1.4	Apresentação do estudo prévio requerido ao INEGI	4
1.4.1	Características do equipamento existente	5
1.4.2	Avaliação do equipamento	6
1.4.3	Linhas de orientação da remodelação do equipamento	6
1.4.4	Requisitos máximos a ter em atenção	7
1.4.5	Características da remodelação apresentada	7
1.4.7	Principais conclusões da proposta	8
1.5	Projecto do Sistema Automático de Pré-Tensionamento de Máquina de Ensaio de Cabos Sintéticos de 12 MN	9
1.5.1	A Razão	9
1.5.2	Requisitos	11
2.	MOTIVAÇÃO E OBJECTIVOS	15
3.	ESTADO DA ARTE	17
3.1	Máquinas de ensaio de grandes dimensões	17
3.1.1	Máquina de ensaio da Cordoaria São Leopoldo (CSL, <i>Brasil</i>).	17
3.1.2	A máquina da Det Norske Veritas (DNV, <i>Noruega</i>)	18
3.2	Sistema de Pré-Tensionamento	19
4.	PROJECTO MECÂNICO	23
4.1	Análise crítica da solução de princípio	23
4.2	Concepção da nova solução “para construção”	24
4.2.1	Carruagem porta-ferramenta	24
4.2.2	O PROBLEMA DA FERRAMENTA	30
4.2.3	Nova configuração das placas da carruagem	33
4.2.4	Sistema auxiliar de posicionamento da ferramenta	33
4.3	Carruagem motora	38
4.3.1	Configuração das placas	38

4.3.2	Rodas.....	39
4.3.3	Suporte da unidade hidráulica.....	39
4.3.4	Fixação do actuador de 120ton	39
4.4	Dimensionamento	40
4.4.1	Simulação e dimensionamento dos “garfos” do dispositivo de posicionamento horizontal da ferramenta	41
4.4.2	Simulação do conjunto cavilha da ferramenta mais adaptadores	42
4.5	Desenhos de definição	43
4.5.1	Codificação dos desenhos de definição, de conjunto e de montagem do Sistema de Pré-tensionamento.....	44
4.6	Solução Global.....	47
4.6.1	Descrição do funcionamento do sistema auxiliar de posicionamento da ferramenta	48
4.6.2	Descrição de funcionamento da locomoção e pré-tensionamento.....	50
5.	SISTEMA DE ACCIONAMENTO	53
5.1	Requisitos de actuação	53
5.1.1	Carruagem motora	53
5.2	Dimensionamento do sistema hidráulico	57
5.2.1	“Grupo Hidráulico nº 6”	58
5.2.2	“Grupo hidráulico nº 5”	65
5.3	Circuito hidráulico	69
5.4	Listagem de componentes.....	72
5.5	Descrição do funcionamento do grupo hidráulico nº6.....	72
5.6	Descrição do funcionamento do grupo hidráulico nº 5	76
6.	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	81
7.	BIBLIOGRAFIA	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema lateral de amarração de plataformas com cabos poliéster.....	2
Figura 2 - Logótipo da empresa contratante	3
Figura 3 - Logótipo da Instituição contratada.....	4
Figura 4 - Máquina existente - <i>AMSLER 7,5MN</i>	5
Figura 5 - Modelação 3D da máquina proposta no estudo prévio	8
Figura 6 - Dimensões cabo Gama 98 - Ø 256 mm (o de maior dimensões).....	9
Figura 7 – Processo de deslocamento do extremo móvel com auxílio do empilhador.....	11
Figura 8 - Primeiro esboço do sistema automático de pré-tensionamento	12
Figura 9 – Máquina de ensaios de 17MN da <i>CSL</i>	17
Figura 10 – Máquina de ensaios da <i>DNV</i> , Noruega	18
Figura 11 – Actuador de pré-tensionamento de 800kN	19
Figura 12 – Extremo móvel da máquina da <i>DNV</i>	20
Figura 13 – Manuseamento da cavilha da ferramenta da máquina da <i>DNV</i>	20
Figura 14 - Representação das duas ferramentas necessárias para garantir a posição de ensaio mecânico	21
Figura 15 – Ferramenta de posicionamento e de interface	21
Figura 16 – Solução de princípio	23
Figura 18 – A forma da ferramenta.....	25
Figura 17 - – A “gaveta”	25
Figura 19 – Manuseamento do conjunto através dum empilhador e “vários” operadores	26
Figura 20 - Berço	26
Figura 21 - Desenho de definição e representação 3D da roda.....	26
Figura 22 – Disposição das rodas num dos extremos da máquina existente	27
Figura 23 – Disposição das rodas na nova solução.....	27
Figura 24 – Representação do peso da carruagem e das respectivas componentes	28
Figura 25 – Representação do local e protecção da roda.....	28
Figura 26 – Desenho de definição e desenho 3D da luneta	29
Figura 27 – Cavilha de ancoragem	29
Figura 28 – Exemplo de danos ocorridos num ensaio em que se deu um colapso mecânico..	29
Figura 29 – Protecção	30

Figura 30 – Dimensões das ferramentas associadas aos respectivos cabos da Gama 98®	30
Figura 31- Altura de meio vão da ferramenta em relação à cavilha	31
Figura 32 – Exemplo de o processo de inserção das cavilhas	32
Figura 33 – Nova configuração de placas da gaveta.....	33
Figura 35 – Primeira solução para o dispositivo de posicionamento horizontal	34
Figura 34 – Posição descentrada.....	34
Figura 36 – Localização dos actuadores (esquerda) com dois garfos (meio) com as respectivas placas de apoio (direita)	35
Figura 37 – Conjunto cavilha da ferramenta.....	36
Figura 38 – Adaptadores inferiores.....	36
Figura 39 – Adaptador superior	37
Figura 40 – Ilustração duma das funcionalidades do adaptador	37
Figura 41 – Dispositivo de compressão do adaptador superior	38
Figura 42 – Configuração das placas da carruagem motora	38
Figura 43 - Idem.....	38
Figura 44 – Ressaltos nas placas da carruagem	38
Figura 45 – Rodas da carruagem	39
Figura 46 – Suporte reservatório.....	39
Figura 47 – Garfo cilíndrico, Tensão de Von Mises.....	41
Figura 48 – Garfo em corte, Máxima Tensão de Von Mises.....	41
Figura 49 – Garfo, deslocamentos	41
Figura 50 – Garfo em corte, factor de segurança.....	41
Figura 51 – Conjunto cavilha, Máxima Tensão de Von Misses	42
Figura 52 – Conjunto cavilha em corte, Máxima Tensão de Von Misses	42
Figura 53 – Conjunto cavilha, deslocamentos	42
Figura 54 – Conjunto cavilha em corte, deslocamentos	42
Figura 55 – Conjunto cavilha, factor de segurança.....	42
Figura 56 – Cavilha de Ø300mm em corte, factor de segurança.....	42
Figura 57 – Cavilha de Ø200mm em corte, factor de segurança.....	42
Figura 58 – Cavilha de Ø130mm, factor de segurança.....	42
Figura 59 – Adaptador superior, factor de segurança	42
Figura 60 – Adaptador inferior, factor de segurança	42
Figura 61 – Desenho de definição de um dos adaptadores inferiores.....	44

Figura 62 – Solução de princípio do estudo prévio	47
Figura 63 – Solução Final Global	47
Figura 64 – Conjunto cabo mais ferramenta já dentro da gaveta	48
Figura 65 – Posicionamento horizontal na gaveta da ferramenta	48
Figura 66 – Inserção da cavilha de Ø300mm	48
Figura 67 – Inserção da cavilha de Ø200mm	48
Figura 68 – Inserção da cavilha de Ø130mm	49
Figura 69 – Colocação do adaptador e aperto da porca de fixação	49
Figura 70 – Aperto dos parafusos de fixação do adaptador à gaveta.....	49
Figura 71 – Fixação superior do conjunto	49
Figura 72 – 1ª fase.....	50
Figura 73 – 2ª fase.....	50
Figura 74 – 3ª fase.....	50
Figura 75 – 4ª fase.....	50
Figura 76 – 5ª fase.....	50
Figura 77 – 6ª fase.....	50
Figura 78 – 7ª fase.....	51
Figura 79 – 8ª fase.....	51
Figura 80 – 9ª fase.....	51
Figura 81 – 10ª fase.....	51
Figura 82 – 11ª fase.....	51
Figura 83 – 12ª fase.....	51
Figura 84 – 13ª fase.....	52
Figura 85 – 14ª fase.....	52
Figura 86 – Actuador de locomoção e pré-tensionamento	53
Figura 88 – Diagrama de forças da cavilha de ancoragem na fase de inserção.....	54
Figura 87- Actuador da cavilha de ancoragem	54
Figura 89 – Folha de cálculo de dimensionamento de actuadores.....	58
Figura 90 – Actuador de locomoção	66
Figura 91 – Folha de cálculo do dimensionamento do actuador de locomoção	66
Figura 92 – Planta do circuito hidráulico principal	70
Figura 93 – Planta do circuito da carruagem porta ferramenta.....	71

Figura 94 - 1ª fase cavilhas de ancoragem.....	73
Figura 95 – 2ª fase cavilhas de ancoragem	73
Figura 96 - 3ª fase cavilhas de ancoragem.....	74
Figura 97 – 4ª fase cavilhas de ancoragem	74
Figura 98 - 5ª fase cavilhas de ancoragem.....	75
Figura 99 – Inserção da cavilha da ferramenta	75
Figura 100 - 1ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5	76
Figura 101 – 2ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5.....	76
Figura 102 - 3ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5	77
Figura 103 - 4ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5	77
Figura 104 – 5ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5.....	78
Figura 105 - 6ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5	78
Figura 106 - 7ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5	79

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1-Propriedades de cordas de fibras sintéticas	1
Tabela 2 - Algumas propriedades dos cabos sintéticos de águas profundas “Gama 98”	2
Tabela 3 - Outras propriedades dos cabos sintéticos de águas profundas “Gama 98®”	3
Tabela 4 – Características do equipamento existente	6
Tabela 5 - Requisitos máximos enquadráveis nas normas.....	7
Tabela 6 - Características propostas para o novo equipamento.....	7
Tabela 7 - Conclusões da solução proposta para ensaio de cabo Ø256mm.....	8
Tabela 8 – Comparação das propriedades das diferentes fibras de cordas a ensaiar	9
Tabela 9 - Valores característicos de ensaio de rotura para os cabos Gama 98®	10
Tabela 10 – Componentes da carruagem porta-ferramenta	24
Tabela 11 – Valores de diâmetro do furo central da ferramenta.....	31
Tabela 12 - Simulação dos”garfos” do dispositivo de posicionamento da ferramenta.....	41
Tabela 13 – Simulação da cavilha da ferramenta e dos adaptadores	43
Tabela 14 - tabela de codificação do conjunto principal e subconjunto frontal e traseira.....	45
Tabela 15 - Tabela de codificação partes e subconjuntos.....	46
Tabela 16 – Actuadores previstos	53
Tabela 17 – Actuadores do grupo hidráulico 6	59
Tabela 18 - Quadro resumo - Actuadores cavilhas de ancoragem.....	61
Tabela 19 - Quadro resumo - Actuadores Cavilha da Ferramenta.....	62
Tabela 20 – Quadro resumo – Actuadores dos “Garfos”	64
Tabela 21 - Quadro resumo das características do grupo hidráulico 5	69
Tabela 22 – Lista de componentes.....	72

1. INTRODUÇÃO

Nesta secção, como ponto de partida, será feito uma contextualização do trabalho, começando por abordar a envolvente económica e técnica que justificou todo o desenvolvimento e culminou na necessidade deste projecto. Seguidamente será evidenciado que o trabalho se insere num projecto de cariz industrial maior onde são identificados os seus diversos intervenientes. Por último será feita uma exposição abreviada dos objectivos do trabalho e da sua concretização.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Recentes avanços na área de cordas sintéticas estão a influenciar a prática de engenharia civil nos oceanos. As novas fibras, como por exemplo as aramidas, possuem módulos de elasticidade e resistência pouco menores do que os do aço e, para além disso, têm maior resistência á corrosão e muito melhor fluatuabilidade. As cordas sintéticas e os novos sistemas de amarração procuram compensar a desvantagem de algumas propriedades das novas fibras e tirar o máximo proveito doutras que são a sua mais-valia. Algumas dessas cordas já possuem melhor performance do que as cordas de aço, mesmo no que diz respeito a tensões. Em relação à fadiga até se pondera reconhecer que na verdade os cabos sintéticos não têm degradação das suas características com a fadiga, ao contrário dos aços. Estas novas formas de cordas de fibras sintéticas são bastante adequadas para inúmeras aplicações oceânicas, como por exemplo, sistemas de amarração de plataformas petrolíferas ao fundo do mar, nomeadamente para sistemas de amarração a altas profundidades. A tabela 1 fornece uma lista de propriedades para várias cordas sintéticas e também de cordas de aço.

Material	Rope Construction	Strength kN/cm2	Stiffness kN/cm2	Remarks
Nylon	braided	25	82	Dry strengths only, wet strength 10-20% less.
	plaited	20	87	
Polyester	braided	25	210	Wet and dry strengths.
	plaited	20	160	
	7-strand	45	400	
	parallel strand	50	550	
	parallel fiber	35	1000	
Aramid	36-strand	70	3,300	including jacket
	parallel strand	65	2,100	"
	parallel fiber	95	4,300	K29, inc. jacket
	parallel fiber	90	8,000	K49, inc. jacket
Steel	7-strand	85	6,800	6x36 IWRC
	bridge strand	110	14,000	not including jacket
	solid bar	140	21,000	4340 steel

Tabela 1-Propriedades de cordas de fibras sintéticas

O modo tradicional de amarração em águas profundas é o uso de correntes ou cabos de aço sob a forma de catenárias ligados à plataforma. Contudo, com o aumento de profundidade, o ângulo entre a catenária e a plataforma torna-se mais acentuado, o que implica uma maior componente vertical e menor componente horizontal da força aplicada à plataforma. Este aumento da componente vertical implica ou uma maior necessidade de fluatuabilidade da plataforma ou uma menor disponibilidade de capacidade de carga.

Outro problema com os sistemas de catenária é que a corrente, ou cabo metálico, deve mover-se lateralmente na água em resposta à tensão aplicada e estas catenárias longas não têm respostas rápidas a movimentos bruscos das plataformas (devido à sua grande rigidez).

O uso de cordas sintéticas com maior fluatuabilidade e menor rigidez eliminam estes problemas. Não é muito correcto falar em catenária para estas cordas uma vez que possuem peso reduzido quando mergulhadas na água. A primeira implicação disso é o menor ângulo da catenária em relação aos cabos de aço, criando uma carga muito mais reduzida sobre as plataformas. Com isto os problemas levantados pelos cabos de aço nestas condições são superados.

Recentes pesquisas compararam o potencial das cordas de poliéster e das cordas de aço nos sistemas de amarração lateral e concluíram que os cabos de poliéster oferecem uma alternativa mais eficaz e económica.

Dados estes desenvolvimentos de sistemas subaquáticos de amarração a grande profundidade, com elevados graus de resistência à tracção e à fadiga, surge assim uma nova actividade económica e industrial de grande importância, nomeadamente no nosso país. Exemplos disso são os cabos de águas profundas, “Gama 98[®]” de poliéster, fabricados pela empresa Quintas & Quintas - Offshore, Sistemas de Amarração, SA. Algumas das suas propriedades estão enunciadas na tabela seguinte.

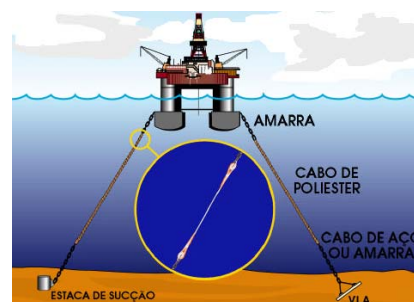


Figura 1 – Sistema lateral de amarração de plataformas com cabos poliéster

Diâmetro	Peso	Carga de rotura	Comprimento Max
(mm)	kg/100m	Tons	m
75	450	150	6400
87	620	200	4600
96	730	250	3950
103	820	300	3500
111	940	350	3065
117	1020	400	2800
123	1120	450	2560
132	1330	500	2160
143	1530	600	1875
153	1730	700	1660
162	1930	800	1480
173	2190	900	1300
181	2390	1000	1200
206	3060	1250	940
224	3600	1500	800
256	4670	2000	615

Tabela 2 - Algumas propriedades dos cabos sintéticos de águas profundas “Gama 98”

Geral	Resistência química		
Resistência: Molhado/Seco	100%	Ácidos	Bom
Amortecimento:	Bom	Alcalina	Razoável
Densidade	1,38	Óleo/Gás	Bom
Flutuação/Emersão	Flutua	Resistência a Raios Ultravioletas	Excelente
Alongamento	Moderado		
Absorção de Água	Nenhuma		
Resistência à Abrasão	Excelente		
Ponto de Fusão:	260 C		

Tabela 3 - Outras propriedades dos cabos sintéticos de águas profundas "Gama 98®"

Os cabos de poliéster de águas profundas GAMA 98® são constituídos por poliéster de alta tenacidade, opção viável tendo em conta os objectivos de custo e desempenho. Em termos construtivos os cabos GAMA 98® são feitos com almas de subcordas de alta eficiência, com igual tensão e comprimento, estendidas em paralelo numa cobertura entrançada exterior, que as protege do meio agressivo em que se encontram a altas profundidades.

Para garantir a fiabilidade e aferir a qualidade dos seus produtos a preço competitivo, a "Quintas & Quintas Offshore, Sistemas de Amarração, S.A." decidiu investir num projecto de uma máquina de ensaios mecânicos (tracção e fadiga) para este novo tipo de cabos. Esta tem como principal objectivo prestar apoio ao desenvolvimento de produtos de acordo com as normas internacionais vigentes. Nesse designio, a empresa deliberou estudar a viabilidade em realizar uma actualização tecnológica com alteração das características de uma Máquina Universal de Ensaio já existente de 7500KN (750ton). O estudo referido foi subcontratado ao Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial (INEGI), mais especificamente, à Unidade de Automação Industrial (UAI).

1.2 QUINTAS & QUINTAS – OFFSHORE, SISTEMAS DE AMARRAÇÃO, SA

O grupo QUINTAS & QUINTAS (Q&Q) foi fundado em 1925, por Francisco Alves Quintas. A partir de uma pequena unidade industrial de cordoaria, de âmbito local, foi construído um grupo empresarial, com intervenção internacional e participação relevante em vários sectores económicos.

Esta empresa desenvolve e apresenta no mercado uma alargada gama de produtos: fios, cordas, cabos e redes; em fibras naturais, sintéticas ou aço; conforme especificações *standard* ou com características muito especiais; para



Figura 2 - Logótipo da empresa contratante

utilização nos mais diversos sectores, nomeadamente: pesca, navegação, sistemas offshore, agricultura, embalagem, indústria e consumo doméstico.

O objectivo de garantir especialização e flexibilidade ditou a constituição de uma *holding* específica para a área de offshore e sistemas de amarração – QUINTAS & QUINTAS – Offshore, Sistemas de Amarração, SA. Nesta designada área, a empresa desenvolveu recentemente novos produtos de superior performance, nomeadamente "Single Point Mooring", Sistemas para Plataformas Offshore e "Deep Water Moorings". Estes novos produtos pretendem dar resposta à nova procura do mercado em soluções de amarração de plataformas petrolíferas que viabilizem a exploração de reservas de petróleo que se encontram a maiores profundidades.

1.3 APRESENTAÇÃO DA INSTITUIÇÃO INEGI

O INEGI é uma instituição de interface entre a universidade e a indústria vocacionada para a realização de actividade de inovação e transferência de tecnologia orientada para o meio industrial.



Figura 3 - Logótipo da Instituição contratada

Surgiu em 1986 no seio do Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial (DEMEGI) da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP). Mantém ainda hoje essa ligação indispensável ao DEMEGI, que constitui uma das principais procedências de conhecimento e competências científicas e tecnológicas. Ao longo dos seus 20 anos de existência desenvolveu e consolidou uma posição de parceiro da indústria em projectos de I&D, sendo que, actualmente cerca de 60% da sua actividade resulta de projectos com empresas. Com a figura jurídica de associação privada sem fins lucrativos e com o estatuto de «Utilidade Pública», assume-se como um agente activo no desenvolvimento do meio industrial português e na mudança do modelo competitivo da indústria nacional.

Tem como principal missão contribuir para o aumento da competitividade da indústria nacional através da investigação e desenvolvimento, demonstração, transferência de tecnologia e formação nas áreas de concepção e projecto, materiais, produção, energia, manutenção, gestão industrial e ambiente.

1.4 APRESENTAÇÃO DO ESTUDO PRÉVIO REQUERIDO AO INEGI

O estudo consiste em projectar uma solução de remodelação do equipamento de ensaios de tracção de cabos metálicos existente, conseguindo assim dotá-lo das características indispensáveis à execução de ensaios de tracção e fadiga das novas cordas sintéticas, de uma forma flexível, automática, precisa e segura. A flexibilidade deve abranger e garantir o ensaio de cordas sintéticas, vulgo “cabos”, quer a seco quer a molhado, atendendo às especificações internacionais da PETROBRAS, ABS, ISO, SHELL e OCIMF. No que diz respeito à autonomia, os ensaios devem ser realizados de forma automática, devendo registar-se as grandezas características do ensaio (carga e deformação), sendo emitido na conclusão o respectivo relatório. Conhecido de

antemão o tempo de execução excessivo de alguns ensaios à fadiga (várias semanas), estes deverão decorrer de forma autónoma, isto é, sem depender da presença permanente de operadores. A necessidade da precisão é justificada com o elevado grau de exigência que envolvem os resultados dos ensaios. O equipamento deve ser certificado e como tal é necessário assegurar medições rigorosas das grandezas e elementos de controlo capazes e estáveis ao longo do tempo. Em relação à segurança, dadas as cargas elevadas que se podem atingir durante alguns ensaios e a característica elástica do material a ensaiar, a segurança dos operadores e do equipamento é de primeira prioridade.

1.4.1 CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO EXISTENTE



Figura 4 - Máquina existente - *AMSLER 7,5MN*

Quadro resumo

Capacidade de carga	750ton
Curso disponível	1420mm
Velocidade disponível	40mm/min
Atravancamento disponível	20m (sem elementos de fixação)
Medida de carga	Por pressão hidráulica (medida mecânica)
Medida de deformação	Exterior ao equipamento
Montagem de provetes	Integralmente manual
Ensaio automático	Não
Ensaio cíclico	Não
Ensaio a 'molhado'	Não

Tabela 4 – Características do equipamento existente

1.4.2 AVALIAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Análise do equipamento permitiu concluir:

- Insuficiência de curso - o curso do actuador hidráulico não permite a realização dos ensaios pretendidos.
- Forma de comando - sistema hidráulico de accionamento e comando é tecnologicamente ultrapassado, não permite um comando automático por computador.
- Velocidade da máquina - o sistema hidráulico não assegura a velocidade de ensaio pretendida (é necessária uma velocidade, cerca de 100 vezes superior!)
- Comprimento do provete – a dimensão da máquina é insuficiente para as novas necessidades de comprimento do provete.
- Instrumentação – a instrumentação é electromecânica e não adequada, ou não existe.
- Capacidade de carga – a evolução das características dos cabos sintéticos exige maior capacidade de carga de uma máquina de ensaios.
- Ferramentas – as ferramentas existentes são previstas para ensaios de provetes metálicos, pelo que, se revelam desadequadas para as novas necessidades da máquina.
- Ensaio molhado - não existem estruturas para a execução de ensaios a 'molhado'.

1.4.3 LINHAS DE ORIENTAÇÃO DA REMODELAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Em função da análise efectuada, foram apontados como objectivos essenciais:

- Cumprimento dos requisitos de capacidade de força e de velocidade de ensaio exigidos pelas normas PETROBRAS, ABS, ISO, SHELL e OCIMF
- Máximo aproveitamento possível do equipamento já existente

- Robustez e simplicidade da solução mecânica, assim como da solução de accionamento hidráulico
- Optimização do consumo e utilização de energia
- Optimização do espaço disponível
- Simplificação e automação das funções complementares do ensaio
- Minimização de custos gerais da remodelação
- Solução tecnologicamente avançada

1.4.4 REQUISITOS MÁXIMOS A TER EM ATENÇÃO

De acordo com as especificações e requisitos exigidos pelas normas PETROBRAS, ABS, ISO, SHELL e OCIMF e analisadas todas as restrições e condicionantes existentes, o resultado do estudo para a remodelação é resumidamente apresentada em seguida.

Tipo de Cabos a ensaiar	Gama 98 “Poliéster”
Cabo máx. a considerar	34” – Ø 256mm
Capacidade de carga nominal (MBL)	2000ton força
Comprimento máx. de provete	26m
Velocidade de ensaio mínima	>2,6m/150s= 1,04m/min (17mm/s)
Velocidade de ensaio máxima	<2,6m/10s= 15,6m/min (260mm/s)
Potência teórica mínima de ensaio (para velocidade mínima)	206kW
Potência teórica máxima de ensaio (para velocidade máxima)	3093kW

Tabela 5 - Requisitos máximos enquadráveis nas normas

1.4.5 CARACTERÍSTICAS DA REMODELAÇÃO APRESENTADA

Tendo em consideração os limites enquadráveis pelas normas, bem como a razoabilidade económica e técnica de uma remodelação, foram apontados como objectivos a cumprir:

Tipo de Cabos a ensaiar	Gama 98 “Poliéster”
Cabo máx. a considerar	34” – Ø 256mm
Capacidade de carga nominal (MBL)	1200ton
Comprimento máx. de provete	26m
Curso de actuador	3m
Velocidade de ensaio mínima	>1,5m/min
Velocidade de ensaio máxima	<4,5m/min
Potência teórica disponível de ensaio	200kW

Tabela 6 - Características propostas para o novo equipamento

1.4.6 PRINCIPAIS CONCLUSÕES DA PROPOSTA

Em resumo, para o ensaio do cabo sintético Ø256mm o enquadramento dos ensaios possíveis é como resumido a seguir:

Quadro resumo	
Carga Nominal (MBL)	Insuficiente para ruptura
	Suficiente para fadiga
Comprimento provete (26m)	Máquina comporta 26m
Curso de Ensaio (3m)	Suficiente para ruptura
	Suficiente para fadiga
Velocidade de ensaio (de 1,5 a 4,5 m/min)	Cumprе МÍNIMOS
	Não cumpre MÁXIMOS
Potência máx. de ensaio	200kW
Ensaio de ruptura	Cumprе TODOS os requisitos mínimos
Ensaio de fadiga	Não cumpre mínimos para cabo Ø242 e Ø256 mm

Tabela 7 - Conclusões da solução proposta para ensaio de cabo Ø256mm

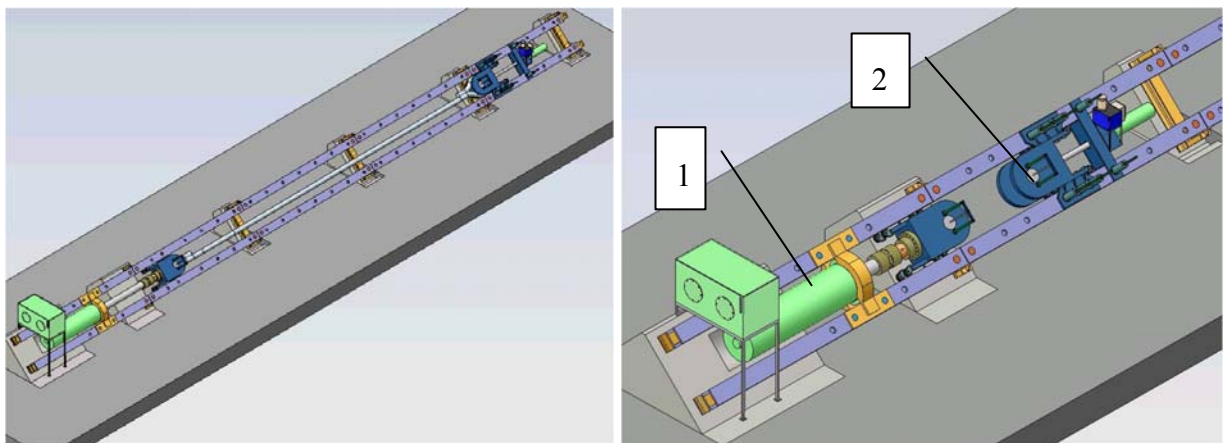


Figura 5 - Modelação 3D da máquina proposta no estudo prévio

As principais alterações a nível construtivo e funcional encontram-se representadas na figura 5:

- Substituição do actuador de 7,5 MN e de 1420mm de curso por um actuador de 12MN com 3000mm de curso (elemento 1);
- A implementação de um sistema automático para pré-tensionamento do cabo de modo a otimizar o curso do actuador (elemento 2).

1.5 PROJECTO DO SISTEMA AUTOMÁTICO DE PRÉ-TENSIONAMENTO DE MÁQUINA DE ENSAIOS DE CABOS SINTÉTICOS DE 12 MN

O sistema de pré-tensionamento, resumidamente, não é mais do que dotar um dos extremos da máquina, que não o responsável pela actuação da carga de ensaio, de disponibilidade de movimento autónomo com capacidade de força, de forma a realizar um pré-esticamento do cabo até valores de cerca de 10% da capacidade máxima de ensaio da máquina.

1.5.1 A RAZÃO

Uma das principais alterações do equipamento mencionado no projecto anterior é a implementação de um sistema com movimento automático de pré-tensionamento.

A necessidade deste sistema está associada à versatilidade que a nova máquina irá ter para ensaiar as cordas sintéticas. As diferentes propriedades já evidenciadas destas cordas em relação às de aço favorecem e possibilitam o seu uso em diferentes tipos de aplicações. No entanto, têm repercussões a nível de requisitos mecânicos e dinâmicos das máquinas de ensaio, quando comparadas com os necessários para ensaiar cabos de aço. Dada a novidade que são estes cabos, não existem ainda máquinas de ensaios que tenham sido concebidas com estas características.

Estimado o elevado custo em projectar uma nova máquina de raiz, o que se tem presenciado e similarmente a este caso, é as máquinas de ensaio de cordas de aço serem remodeladas de modo a cumprirem com os requisitos associados ao ensaio das cordas sintéticas.

Material	Tensão de rotura	Módulo de elasticidade	Deformação à carga de rotura	Densidade
	N/mm ²	N/mm ²	%	kg/l
Steel wire	2 160	200 000	1.1	7.86
Polyester	1 050	9 000	12.5	1.38
Nylon	850	5 500	18.0	1.14

Tabela 8 – Comparação das propriedades das diferentes fibras de cordas a ensaiar

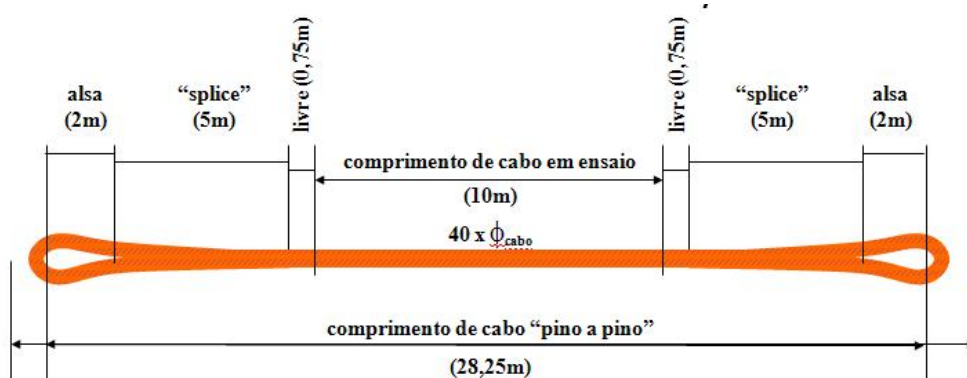


Figura 6 - Dimensões cabo Gama 98 - Ø 256 mm (o de maior dimensões)

Como apresentado na tabela 9, a elasticidade e deformações dos cabos de poliéster são de maior dimensão, quando comparadas com os aços. A figura 4 explicita a forma como o comprimento do provete é determinada, dando como exemplo o cabo Ø 256 mm.

ϕ Cabo	Comprimento	Deformação	
[mm]	do provete	à Ruptura	MBL [ton]
	[m]	[m]	
75	7,6	0,8	150
87	8,7	0,9	200
96	9,7	1,0	250
103	10,4	1,1	300
111	11,2	1,1	350
117	11,8	1,2	400
123	12,4	1,3	450
132	13,3	1,3	500
143	14,4	1,4	600
153	15,4	1,5	700
162	16,3	1,6	800
173	17,4	1,7	900
181	18,2	1,8	1000
206	20,7	2,1	1250
224	22,5	2,3	1500
256	25,8	2,6	2000

Tabela 9 - Valores característicos de ensaio de rotura para os cabos Gama 98®

Dadas as pequenas deformações e provetes de menores dimensões dos cabos de aço em relação aos provetes dos cabos sintéticos, as máquinas existentes não possuem sistemas de pré-tensionamento. Esse pré-tensionamento é realizado pelo actuador principal, já que as deformações em jogo não chegam a comprometer o seu curso total disponível para o ensaio.

O que se encontra usualmente nestes equipamentos, é um extremo da máquina com mobilidade para poder ajustar-se a diferentes comprimentos de provetes, contudo, sem motorização associada e capacidade de tracção. O seu deslocamento, dadas as elevadas massas associadas, acaba por ser um processo moroso, pouco ortodoxo e não funcional, sendo normalmente auxiliado através de empilhadores, guinchos ou pontes rolantes, como mostra a figura seguinte.



Figura 7 – Processo de deslocamento do extremo móvel com auxílio do empilhador

São exactamente estas diferenças, maiores comprimentos do provete e maiores deformações de rotura, que justificam a necessidade deste sistema.

A deformação de rotura está associada à maior elasticidade das cordas sintéticas. Estas são, como indicado na tabela 9, cerca de 10% superiores às deformações quase inexistentes no caso das cordas de aço. Isso vem comprometer o curso do actuador principal se for, como no caso dos cabos de aço, o responsável pelo pré-tensionamento do cabo, pois terá que cumprir com altos deslocamentos de rotura no ensaio. Dotar o extremo oposto com essa capacidade vem deste modo otimizar o seu curso de forma a este estar disponível para as deformações associadas ao ensaio.

Se aliarmos esta capacidade de força à de deslocamento, a árdua tarefa de deslocar o extremo móvel será atenuada e terá ainda maior relevância se atendermos ao facto de nas cordas sintéticas serem necessários maiores deslocamentos devido à sua maior elasticidade e comprimento de provete.

O valor de pré-tensionamento de 1.2MN (10% de 12MN) de capacidade máxima do sistema foi estipulado como o razoável para esticar o cabo e tensioná-lo até ao patamar em que o cabo ajusta as suas fibras, com uniformidade, após a sua concepção.

1.5.2 REQUISITOS

As principais características a que o projecto deste sistema se obrigou de início foram as seguintes:

- Sistema de locomoção accionado hidraulicamente com incremento mínimo de 400mm
- Cavilha com accionamento hidráulico para fixação de um dos extremos do provete
- Sistema o máximo autónomo possível

- Sistema com capacidade máxima de pré-tensionamento de 1,2MN
- Sistema hidráulico independente do sistema principal
- Robustez e simplicidade da solução mecânica, assim como da solução de accionamento hidráulico

De acordo com as premissas mencionadas, um primeiro esboço da solução idealizada, foi traçado por parte da equipa do INEGI – UAI, de forma a apresentá-la à empresa QUINTAS & QUINTAS – Offshore, Sistemas de Amarração, SA – fig. 6.

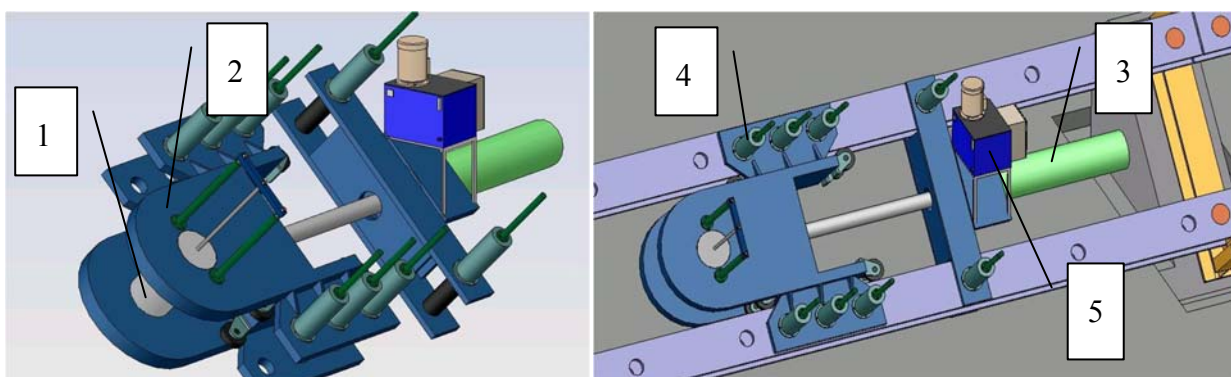


Figura 8 - Primeiro esboço do sistema automático de pré-tensionamento

Como demonstra a figura anterior, trata-se de um sistema dividido em duas partes, a parte anterior, denominada de carruagem “porta-ferramenta” e a parte posterior, designada de “carruagem motora”. A ligação entre estas duas partes é conseguida através dum actuador hidráulico de 1.2MN com 1250mm de curso (elemento 3 da figura 8). Este actuador juntamente com oito cavilhas de ancoragem, seis na “carruagem porta-ferramenta” e duas na “carruagem motora” (elemento 4 da figura 8), formam o sistema de locomoção.

A carruagem porta-ferramenta consiste numa “maxila” central (elemento 2 da figura 8) onde é alojada a ferramenta do provete (vulgo “ferramenta”). A sua fixação é conseguida através duma cavilha, designada cavilha da ferramenta (elemento 1 da figura 8), accionada hidraulicamente. Nas laterais encontram-se um conjunto de 6 cavilhas de ancoragem, 3 em cada lado, espaçadas 400mm que ditam o valor mínimo de incremento para o movimento do sistema.

A carruagem motora consiste numa estrutura suporte do actuador de 1.2MN e de duas cavilhas de ancoragem aos perfis da máquina, de forma a possibilitar o movimento da carruagem frontal. Transportará também toda a unidade hidráulica deste sistema (elemento 5 da figura 8).

Terminada esta breve apresentação cuja finalidade é enquadrar este projecto no contexto e fase em que se encontrava aquando do seu início, proceder-se-á à descrição detalhada do desenvolvimento de todo o trabalho realizado nos últimos meses.

O relatório deste trabalho encontra-se dividido em 7 capítulos. Um primeiro, a introdução, em que é feita uma contextualização do trabalho, abordando a envolvente

económica e técnica que justificou a necessidade e o desenvolvimento deste projecto. No segundo capítulo é abordado quer, a motivação da escolha e realização deste projecto quer, os objectivos que foram definidos no início da sua realização. Para terceiro capítulo, é exposto o estado da arte das máquinas de ensaio de grandes dimensões com referência ao facto da existência ou não de sistemas de pré-tensionamento com devida descrição de funcionamento. No quarto capítulo é desenvolvido o projecto mecânico de obtenção da solução construtiva global do sistema, com a respectiva descrição de funcionamento, com o devido dimensionamento dos componentes e a apresentação dos desenhos de definição realizados necessários à construção do sistema. No quinto capítulo é tratado o sistema de accionamento através do projecto hidráulico, descrição de funcional do mesmo e selecção dos seus componentes. No sexto capítulo é descrito as conclusões finais em que é discutido trabalho realizado e os seus possíveis trabalhos futuros. Por último, é a referenciada toda a bibliografia consultada para a realização deste trabalho.

2. MOTIVAÇÃO E OBJECTIVOS

A motivação e a escolha deste projecto basearam-se no carácter industrial e a sua inserção num projecto de maior dimensão. Poder fazer parte de uma equipa de projecto competente e experiente reafirmou a sua forte componente pedagógica.

A sua envolvência industrial foi considerada uma mais-valia, pois foi vista como uma boa experiência de preparação e adaptação ao ambiente laboral do mercado de trabalho.

A escolha como tema de projecto deste “Sistema de Pré-tensionamento” deveu-se a estar inserido num projecto de uma máquina inovadora de grande porte, ligada, embora que indirectamente, a uma área industrial de forte magnitude (área petrolífera).

Este trabalho de final de curso consiste na continuação do projecto apresentado anteriormente de construção de um dispositivo automático motorizado de pré-tensionamento deslocável por incrementos e integrado numa máquina de ensaios de cabos de 12MN.

Tem como principais objectivos:

- Realização do projecto mecânico da solução global do sistema, de forma a cumprir com todos os requisitos estabelecidos.
- Elaboração dos desenhos de definição dos diferentes componentes do sistema para subcontratação da sua construção.
- Definição do sistema de accionamento através do projecto hidráulico e da selecção e encomenda dos componentes necessários.
- Definição do sistema de comando através do projecto eléctrico e da selecção e encomenda dos seus componentes.
- Definição do sistema de controlo através da definição da arquitectura de comando, interface com o operador, selecção do autómato e programação do algoritmo de controlo.
- Definição do sistema de instrumentação através da selecção de instrumentos de medida e a respectiva encomenda.
- Por último, a montagem global do sistema de pré-tensionamento e a realização dos devidos testes de funcionamento.

3. ESTADO DA ARTE

O sistema de pré-tensionamento não passa de um dispositivo pensado para integrar numa máquina de ensaios de grandes dimensões. É com isso impossível dissociar este dispositivo da máquina se pretendermos falar do seu estado de arte. Então, será em seguida apresentado o estado da arte das máquinas de ensaio de grandes dimensões e nelas será referido se possuem ou não um sistema de pré-tensionamento. No caso positivo será feita a sua descrição.

3.1 MÁQUINAS DE ENSAIO DE GRANDES DIMENSÕES

Existem a nível mundial, vários equipamentos de grandes dimensões no que diz respeito à sua finalidade e à ordem de grandeza das forças de ensaio. Contudo, e similarmente à origem da *Amsler*, estas máquinas surgiram com o objectivo de realizar ensaios de rotura em cabos e correntes metálicas com valores elevados de tensão de rotura.

Serão abordadas as máquinas que são referência na área de ensaios destas cordas sintéticas.

3.1.1 MÁQUINA DE ENSAIO DA CORDOARIA SÃO LEOPOLDO (CSL, BRASIL).

A **CSL** é uma empresa internacionalmente reconhecida como fabricante de cordas, cabos náuticos, cabos navais e de uso geral produzidos com fibra sintética de elevada qualidade e segurança comprovada. Actualmente, a marca CSL está presente nos principais portos estrangeiros, plataformas petrolíferas na costa brasileira e no exterior, bem como nas principais monobóias de petróleo.

Em 1998, a empresa concluiu a actualização de seu equipamento de teste para uma capacidade de até 17MN. Esta máquina, desenvolvida em parceria com a **Petrobras**, foi especialmente projectada e construída pela **CSL** para testar cabos de fibras sintéticas e outros produtos.

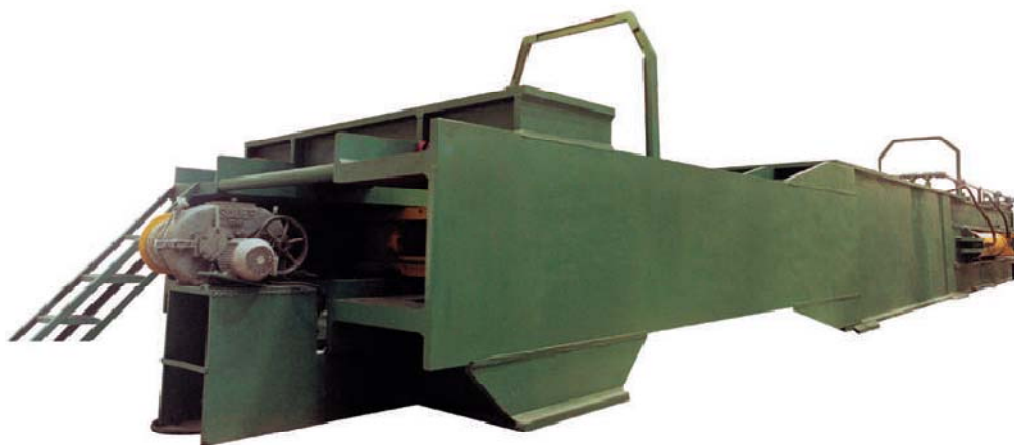


Figura 9 – Máquina de ensaios de 17MN da CSL

A máquina de 17MN da CSL, figura 9, tem as seguintes especificações:

- Força máxima de ensaio de rotura 17 MN
- Força máxima de ensaio à fadiga 12 MN
- Ensaia provetes até 17 m
- Curso do actuador principal 2.5 m

Várias pesquisas foram realizadas para obter mais características sobre este equipamento, mais concretamente, a existência ou não de um sistema de pré-tensionamento. Porém nada mais para além do já obtido foi encontrado. Um pequeno reparo sobre esta máquina é, se atendermos à figura 9, a presença de um guincho no extremo da máquina como possível dispositivo para mover o extremo móvel ou até mesmo aplicar algum pré-tensionamento. Contudo não passa de uma suposição.

3.1.2 A MÁQUINA DA DET NORSKE VERITAS (DNV, NORUEGA)

A máquina de ensaios pertencente à DNV, na Noruega, é actualmente uma das máquinas de referência de equipamentos de ensaios de cabos sintéticos com grandes dimensões.

Tem sido até ao momento a máquina que realiza os ensaios dos cabos Gama 98®, inclusive o cabo Ø256mm de 2000ton de carga de rotura média. A foto seguinte foi tirada num desses ensaios.



Figura 10 – Máquina de ensaios da DNV, Noruega

Esta máquina possui grande capacidade de força. No entanto, tem limitações a nível de comprimento de provete a ensaiar a velocidade de ensaio.

O comprimento máximo de provete que a máquina consegue ensaiar é de 16m, o que é, por exemplo, inferior ao valor de 26m recomendado para o cabo de Ø256mm de poliéster. Outra importante limitação é a velocidade de ensaio. Contudo, como são testados provetes de menor dimensão, as velocidades requeridas são mais baixas que as necessárias para provetes de maiores dimensões.



Figura 11 – Actuador de pré-tensionamento de 800kN

Possui um actuador na extremidade oposta ao accionamento principal que tem a capacidade de exercer um pré-tensionamento até 800kN.

Foi esta máquina que serviu de referência para a fase de projecto da reestruturação da máquina de ensaios da empresa Quintas & Quintas. As suas vantagens serviram de ponto de referência e as suas desvantagens de ponto de partida para o que se poderia alterar nesta remodelação.

3.2 SISTEMA DE PRÉ-TENSIONAMENTO

Dadas as pequenas deformações e provetes de menores dimensões dos cabos de aço em relação aos provetes dos cabos sintéticos, as máquinas existentes, quer as enunciadas quer outras identificadas, não possuem sistemas de pré-tensionamento (à excepção da máquina da DNV). Nessas máquinas o pré-tensionamento é realizado pelo actuador principal, já que as deformações em jogo não chegam a comprometer o seu curso total disponível para o ensaio.

O que se encontra usualmente nestes equipamentos é um extremo da máquina móvel para poder ajustar-se a diferentes comprimentos de provetes, embora sem motorização associada. O seu deslocamento, dadas as elevadas massas associadas, acaba por ser um processo moroso, pouco ortodoxo e não funcional, sendo normalmente auxiliado através de empilhadores, guinchos ou pontes rolantes.

Na máquina da DNV, por exemplo, o seu extremo móvel é motorizado (único que é conhecido) através de um motor e de uma roda dentada que engrena numa cremalheira colocada nos carris da máquina, como mostra a figura 12. Porém, não tem capacidade de força, neste mecanismo, para realizar pré-tensionamento.



Figura 12 – Extremo móvel da máquina da DNV

Esta é a única máquina que se conhece capaz de realizar pré-tensionamento através do actuador mostrado na figura 11. Acaba por ser um sistema dissociado da locomoção da carruagem e de comando manual.

É de realçar três aspectos importantes desta máquina que servirão de exemplo e serão abordados novamente na próxima secção.

- O primeiro aspecto está relacionado com o facto de a manipulação de peças de grandes dimensões, quer das enormes cavilhas, quer da ferramenta de interface mecânica (figura 15) ser feita de um modo manual, auxiliado apenas por uma ponte rolante, como mostra a figura 13.
- Salienta-se também o facto do posicionamento da ferramenta, de forma a ficar alinhado com a linha de força da carga de ensaio, ser assegurado por uma ferramenta de interface mecânica colossal e de elevada massa, como mostra a figura 14.
- Por último, a forma encontrada para tornar a máquina versátil para ensaiar diferentes cabos com ferramentas de furo interior menor que o da cavilha da máquina principal, foi dotar esta ferramenta de interface mecânica com uma outra característica, a de “adaptação”.



Figura 13 – Manuseamento da cavilha da ferramenta da máquina da DNV

O que a torna adaptável são três pares de furos existentes com diferentes diâmetros, um para a inserção da cavilha da máquina e outros dois com valor igual ao diâmetro dos furos das ferramentas de inferior diâmetro, figura 15.



Figura 14 - Representação das duas ferramentas necessárias para garantir a posição de ensaio mecânico



Figura 15 – Ferramenta de posicionamento e de interface

Apresentadas as soluções de equipamentos semelhantes ao projecto que se pretende encetar passar-se-á de seguida ao seu desenvolvimento.

4. PROJECTO MECÂNICO

De início, os objectivos e tarefas traçadas para esta fase do projecto do sistema de pré-tensionamento, eram realizar uma análise crítica, conceber uma solução para aprovação para construção, dimensioná-la (com recurso a uma ferramenta computacional de desenho 3D) e ajustar certos aspectos construtivos tendo por base uma solução construtiva já em grande parte definida, figura 16. Por fim, seriam elaborados os desenhos de definição para a posterior subcontratação da sua construção.

4.1 ANÁLISE CRÍTICA DA SOLUÇÃO DE PRINCÍPIO

Conhecida a solução de princípio a tarefa seguinte seria analisá-la do ponto de vista funcional, dimensional e da sua concepção, de forma a se conseguir uma solução sólida, funcional, simples e economicamente eficiente.

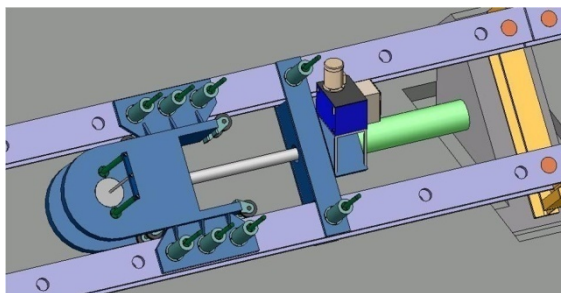


Figura 16 – Solução de princípio

Da sua análise inicial foram feitos os seguintes reparos:

-No global:

- A nível de conceito é uma solução de princípio bastante interessante pois consegue aliar duas funcionalidades, a de locomoção com a de pré-tensionamento a elevada carga no mesmo elemento de actuação e com o importante atributo de o fazer usando a estrutura dos perfis da máquina existente.

- Mais especificamente:

- A posição da cavilha da ferramenta não é a mais adequada, para além de retirar espaço útil de ensaio, a posição não resulta na forma mais sólida e conveniente.
- O dimensionamento, como em qualquer solução de conceito não está definido. Contudo, conhecidas as elevadas cargas a que este dispositivo estará sujeito, este não merece menos preocupação, pelo contrário, merece sim a maior das atenções.
- Ausência de protecção frontal do dispositivo, o que salvaguarda o dispositivo da projecção de objectos provenientes da zona de ensaio.

- A colocação das rodas é meramente indicativa, precisará também de uma nova abordagem.
- Por último, é de notar que, devido à indefinição das ferramentas até à data desta solução de princípio, a zona da máquina prevista para o seu condicionamento foi pensada sem atender às características específicas dessas ferramentas.

4.2 CONCEPÇÃO DA NOVA SOLUÇÃO “PARA CONSTRUÇÃO”

A concepção da solução construtiva tem como tarefas o desenho dos diversos componentes num programa de desenho 3D de forma a facilitar quer o visionamento do desenvolvimento da solução como antever possíveis problemas de concepção que possam surgir. Foi dividida esta fase em duas partes, a referente à concepção da “carruagem motora” e outra referente à carruagem “porta-ferramenta”, dada a diferença do nível de complexidade da concepção das mesmas.

4.2.1 CARRUAGEM PORTA-FERRAMENTA

A nível de componentes, não contando com os elementos hidráulicos, a carruagem porta-ferramenta apresenta os seguintes órgãos que a seguir se descrevem para uma melhor compreensão:

Componente	QTD	Descrição
“Gaveta”	1	É o “corpo” da carruagem, conferindo-lhe toda a sua resistência, e serve de elemento de suporte aos restantes componentes
Rodas	6	Elemento de ligação da carruagem aos carris, dotando a carruagem do necessário grau de liberdade para o seu movimento linear
Luneta	6	Serve de elemento de suporte do actuador associado às “cavilhas de ancoragem” de modo a resguardar as cavilhas quando estão removidas
Cavilha de ancoragem	6	Permite a fixação da carruagem aos perfis da máquina
Protecção	1	Elemento sólido de separação entre a parte frontal da carruagem e a zona de ensaio
Berço	1	Este elemento é basicamente uma superfície de apoio da ferramenta. Será melhor descrito mais à frente.

Tabela 10 – Componentes da carruagem porta-ferramenta

Em seguida é explicitado o desenvolvimento de cada um destes componentes para, por fim, ser apresentada a solução global.

4.2.1.1 GAVETA

A primeira alteração foi procurar uma adequada configuração da carruagem de forma a posicionar a zona de encavilhamento do cabo na mesma linha de força das reacções geradas nas cavilhas laterais. Esta alteração minimiza as forças e esforços desviados, resultando numa solução mais sólida e mais compacta.

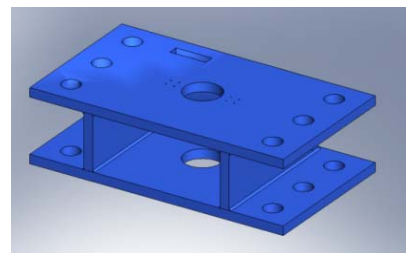


Figura 17 - - A “gaveta”

A solução para esta simples questão foi rapidamente desenhada (figura 17) e consiste basicamente em recuar a zona de encavilhamento, ficando uma estrutura idêntica a uma “gaveta”. Esta solução trouxe algumas restrições que foram ultrapassadas e que serão enunciadas mais à frente.

4.2.1.2 BERÇO

A configuração descrita para a gaveta veio evidenciar um outro problema, associado ao manuseamento e colocação do cabo conjuntamente com a ferramenta (figura 18) no sistema de pré-tensionamento.

Este problema tornou-se evidente quando foi fornecido pela empresa os valores de massa associados à ferramenta e forma da mesma. Foi estimado um peso máximo do conjunto de cerca de 1ton.



Figura 18 – A forma da ferramenta

A observação de um dos últimos ensaios, realizado no antigo equipamento, a um cabo de Ø117mm de diâmetro e com carga de rotura esperada por volta das 400ton, comprovou isso mesmo. Foi presenciado na altura quão difícil é a tarefa de colocação do conjunto, como mostra a figura 19. Ficou bem claro que as massas envolvidas eram bastante elevadas e impossíveis de lidar manualmente, o que somado com o elevado valor do raio de curvatura dos cabos sintéticos e a de a máquina se encontrar a 45° de inclinação tornava esta tarefa um processo moroso árduo e pouco funcional.



Figura 19 – Manuseamento do conjunto através dum empilhador e “vários” operadores

Foi então projectado um suporte, como mostra a figura 20, que facilita a colocação e orientação do conjunto. Este suporte consiste, basicamente, num “berço” com a inclinação da estrutura, cuja função é servir de apoio e facilitar a orientação do conjunto para a inclinação necessária à sua inserção na gaveta.

Terá ainda outra funcionalidade associada às rodas que será descrito em seguida.



Figura 20 - Berço

4.2.1.3 RODAS

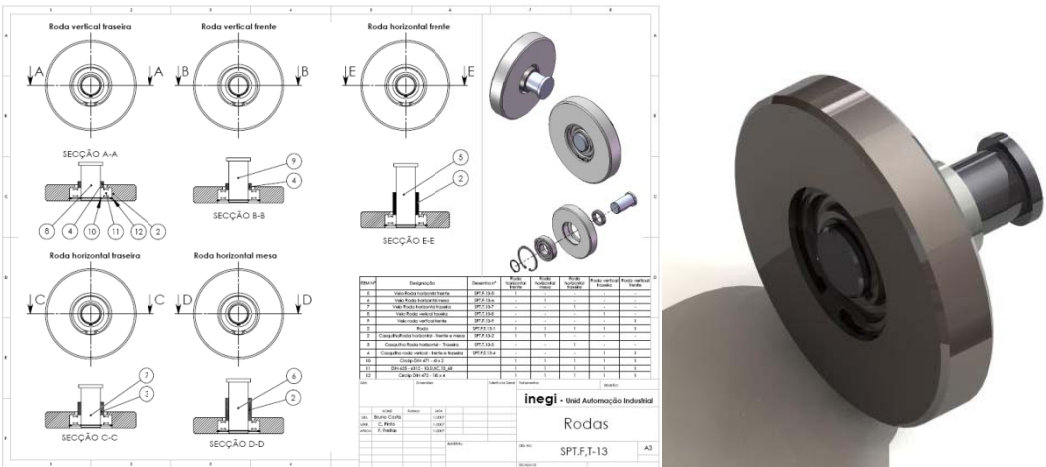


Figura 21 - Desenho de definição e representação 3D da roda

A solução adoptada para as rodas consiste numa roda maciça com caixa para o rolamento que é travado por um anel elástico. No rolamento é inserido um veio com ressalto para servir de batente e que, conjuntamente com um casquilho e um anel elástico, garantem quer a imobilização do sistema quer a sua fácil montagem e desmontagem, figura 21.

O sistema de guiamento da carruagem adoptado foi o mesmo da máquina anterior. Consistia em pares de rodas ortogonais que suportavam o peso da carruagem decomposto em duas direcções perpendiculares, apoiando-se nas duas faces do barramento da longarina, como mostra a imagem 22.



Figura 22 – Disposição das rodas num dos extremos da máquina existente

Uma análise estática foi indispensável para saber o número de rodas necessárias e foi também estudada a localização das mesmas de forma a não comprometer, quer o espaço útil da gaveta, quer a funcionalidade do sistema.

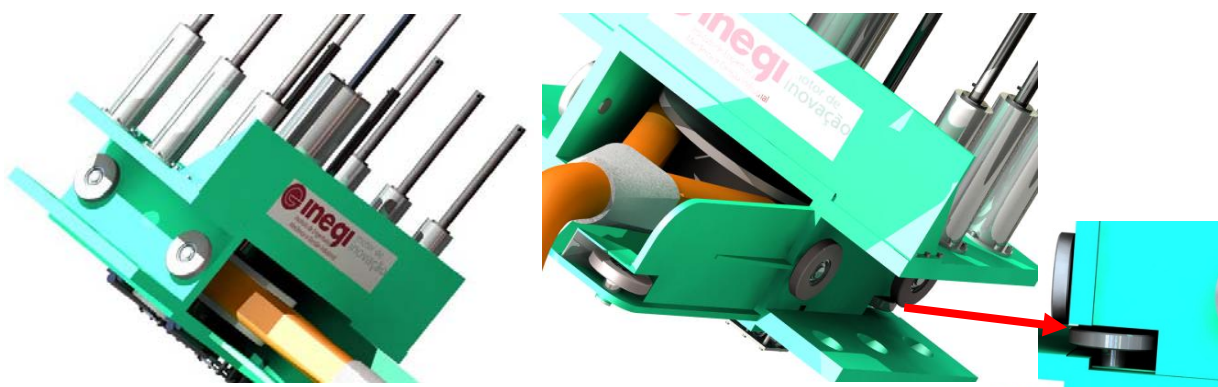


Figura 23 – Disposição das rodas na nova solução

O número de rodas obtido para a carruagem porta-ferramenta foi “seis”, ao invés de “oito” como o utilizado na máquina existente (quatro pares de rodas perpendiculares). A justificação prende-se ao facto de se achar redundante as duas rodas que apoiam na face lateral do barramento da longarina superior, já que nenhum esforço significativo se dá nessa direcção. A figura seguinte tenta demonstrar a linha de raciocínio seguida.

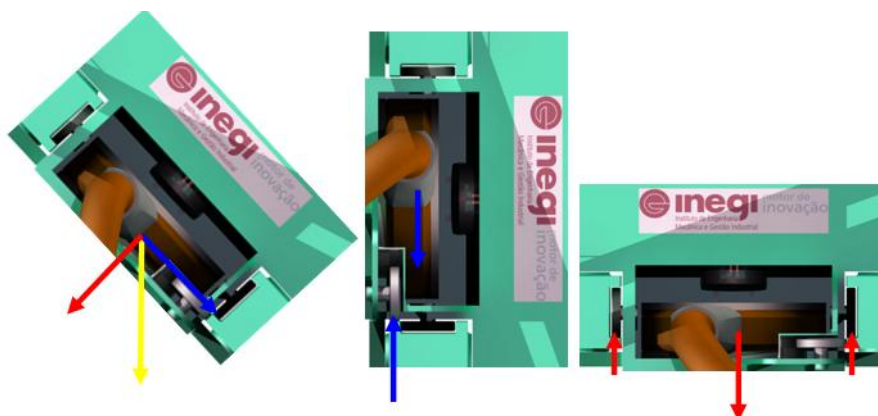


Figura 24 – Representação do peso da carruagem e das respectivas componentes

O peso da carruagem e de todos os componentes nela assentes, representado a amarelo, é decomposto em duas componentes, a azul e a vermelha. Para um melhor entendimento, a direcção azul será denominada de **horizontal** e a vermelha de **vertical**.

Para a componente vermelha facilmente se percebe o uso de quatro rodas, duas à frente e duas atrás, pois acaba por distribuí-la de igual modo pelas 4 rodas.

Contudo, e como mostra a figura 24, a componente azul do peso é apenas absorvida pelas rodas horizontais que apoiam na longarina inferior da máquina, esquema central da figura. Assim e dado não se esperarem quaisquer forças na direcção oposta à assinalada pelo vector azul, pelo menos de grandeza superior ao seu valor (metade do peso do conjunto), concluiu-se não serem necessárias as duas rodas verticais na parte superior da carruagem. A estabilidade do sistema encontra-se assim assegurada por apenas 6 rodas, representadas na figura 23.

Um dos problemas iniciais quando se optou pela “gaveta” foi saber identificar onde se poderia colocar a roda horizontal da frente, porque se colocada na gaveta causaria interferência com a ferramenta e impediria a inserção do mesmo na gaveta. A solução passou por dar mais uma razão para a solução apontada anteriormente, o “berço”, pois para além da funcionalidade já descrita, permite posicionar essa roda no seu extremo, como mostra a figura 25, o que significa retirar a roda de dentro da gaveta. Teve-se, contudo, que projectar um resguardo para essa roda a fim de a proteger já que se encontra na zona de apoio da ferramenta. Essa protecção é formada por 3 placas metálicas e 3 cantoneiras que permitem a sua fixação ao berço.

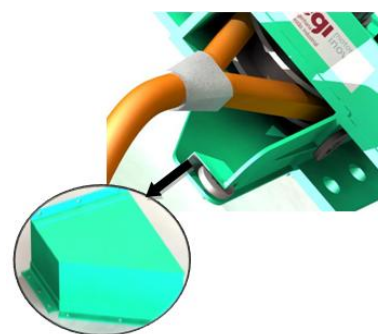


Figura 25 – Representação do local e protecção da roda

4.2.1.4 A "LUNETETA"

Este elemento poucas alterações sofreu em relação à solução de princípio. Foi apenas dimensionada e concebida de forma simples para uma fácil construção e adicionado um rasgo lateral de modo a permitir a colocação de detectores de proximidade. Na figura 26 está representada a luneta com o respectivo actuador, fixo no topo, e os parafusos que fixarão o conjunto à gaveta.

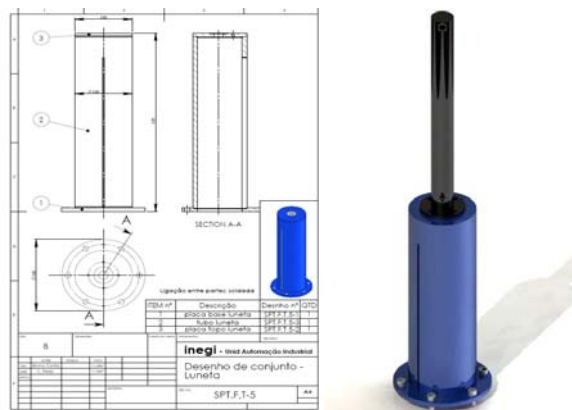


Figura 26 – Desenho de definição e desenho 3D da luneta

4.2.1.5 CAVILHA DE ANCORAGEM

A cavilha tem como principais detalhes construtivos um furo roscado para a fixação do actuador a que está associada e um chanfro com inclinação de 16% com o objectivo de auxiliar o seu encavilhamento.



Figura 27 – Cavilha de ancoragem

4.2.1.6 A PROTECÇÃO

São conhecidos relatos de alguns ensaios de máquinas em que ocorreram problemas a nível de falha mecânica. Um exemplo disso foi o colapso de uma das peças de ligação da ferramenta a um dos extremos da máquina. O resultado foi um espectáculo impressionante de libertação de energia, já que a máquina se encontrava a exercer uma carga de ensaio que rondava as 200ton.



Figura 28 – Exemplo de danos ocorridos num ensaio em que se deu um colapso mecânico

A energia equivalente encontrava-se acumulada sob a forma de energia elástica no cabo, o que resultou na projecção de peças de elevadas massas a altas velocidades. A figura seguinte mostra alguns dos danos provocados no outro extremo da máquina. A roda representada foi “arrancada” pelo choque da ferramenta projectado a alta velocidade contra o extremo oposto, onde se deu o colapso.

Decidiu-se então que a nova máquina teria que ter uma protecção eficaz que minimizasse ao máximo os danos durante um acidente, ou mesmo, aquando da rotura do cabo num ensaio de tracção. A solução pensada é uma placa reforçada na frente da carruagem porta-ferramenta que resguarde ao máximo a zona mais frágil e essencial do sistema de pré-tensionamento, como mostra a figura 29.



Figura 29 – Protecção

4.2.2 O PROBLEMA DA FERRAMENTA

A indefinição das ferramentas, já mencionada, viria a ter grandes implicações no desenrolar deste projecto.

Sapatilhos pequenos				
Ø Cabo	MBL	A	B	C
mm	ton	mm	mm	mm
87	200	300	170	178
117	400	370	230	195
153	700	498	310	268
195	1200	624	390	352
256	2000	848	540	481

Sapatilhos grandes				
Ø Cabo	MBL	A	B	C
mm	ton	mm	mm	mm
84	200	412	270	106
116	400	568	370	156
155	700	798	520	230
200	1000	950	650	310
195	1200	1024	670	312

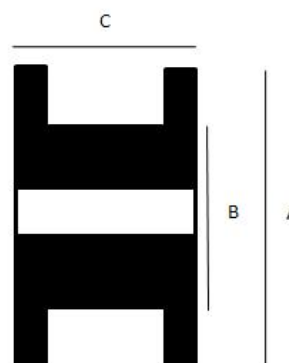


Figura 30 – Dimensões das ferramentas associadas aos respectivos cabos da Gama 98®

A empresa Q&Q, já no decorrer desta fase, definiu as características das novas ferramentas relativas aos cabos Gama 98®. Possuem dimensões variadas para os diferentes tipos de cabos, como mostra a 30.

O conhecimento das características das ferramentas criou um novo desafio do qual resultaram diversas implicações.

Essas implicações estão inerentes às seguintes características:

1. Diferentes tamanhos de ferramentas para diferentes diâmetros de cabos (A, B e C)
2. Diferentes diâmetros do furo central da ferramenta. Estes estão associados à carga de rotura do respectivo cabo da ferramenta. São então associados da seguinte forma:

MBL	Diâmetro do furo
$\leq 4\text{MN}$	130mm
$4\text{MN} < \text{MBL} < 12\text{MN}$	200mm
$\geq 20\text{MN}$	300mm

Tabela 11 – Valores de diâmetro do furo central da ferramenta

IMPLICAÇÕES ASSOCIADAS À CARACTERÍSTICA 1:

1.1 - Nova configuração das placas da gaveta

A gaveta tem que ter dimensões tais que permitam a inserção de todas as ferramentas, ou seja, que cumpram os maiores valores de A e C da figura 30.

A altura interior da primeira gaveta (450 mm) é insuficiente para a ferramenta pequena do cabo Ø256mm. Esta altura de 450mm tinha sido ditada pela altura dos carris da máquina. Porém, com a necessidade de aumentar a altura interior da gaveta teve que se abdicar da configuração mostrada pela figura 17, que seria bastante sólida, já que as placas de topo e base conseguiam também exercer a função de abas laterais e resultavam numa peça mais inteiriça, resistente e simples. Foi então concebida uma nova configuração que será apresentada mais à frente.

1.2 - Necessidade de garantir o posicionamento da ferramenta na posição central da gaveta

Com as dimensões da gaveta a serem superiores à maior parte das ferramentas, implica que se garanta uma forma de colocar a ferramenta na posição exigida (centragem). Essa posição é definida pela intercepção da linha de força do ensaio e a altura média da gaveta. Esta posição está mostrada na figura 31.

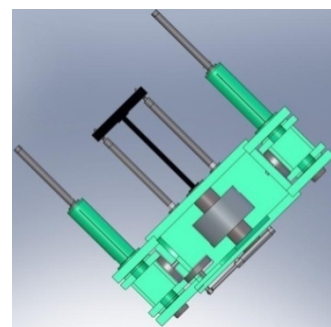


Figura 31- Altura de meio vão da ferramenta em relação à cavilha

IMPLICAÇÕES ASSOCIADAS À CARACTERÍSTICA 2:

2.1 - Ter um sistema de fixação da ferramenta versátil de modo a cumprir a sua funcionalidade para os diferentes diâmetros do furo das ferramentas

Uma outra questão bastante importante foi o facto de o uso de apenas uma só cavilha central ser incompatível para alguns tipos de ferramentas. O diâmetro inicial para a cavilha central, estimado em 200mm, entra em conflito com os valores de B da figura 15 para os cabos mais pequenos. Foi então preciso reformular-se a solução inicial em que havia apenas uma cavilha central e não supunha a sua alteração. Constatou-se portanto que seriam necessárias duas cavilhas de diferentes diâmetros. O novo desafio seria encontrar uma solução que permitisse a mudança de cavilha da maneira mais funcional e autónoma possível, de forma a ter duas cavilhas de dois diâmetros diferentes, 180 e 200mm. Mais uma vez, a presença num dos últimos ensaios da máquina existente, serviu para elucidar o quanto esta tarefa seria complicada se fosse feito de um modo manual.



Figura 32 – Exemplo de o processo de inserção das cavilhas

A figura 32 mostra o encavilhamento manual das cavilhas da máquina existente e demonstra a dificuldade e a pouca funcionalidade do processo.

Interpretando para o caso presente em análise e que sabendo que as massas das cavilhas a manusear são bastante mais elevadas e a interferência de todos os componentes que se esperam ter na zona de encavilhamento, ajudou-nos a perceber o quão importante e cómodo seria obter uma solução a mais autónoma e funcional possível.

Várias opções foram pensadas. Desde o uso de uma peça de interface mecânica semelhante à da máquina da DNV, representada na figura 10, ou um processo de

substituição de cavilhas que fosse prático e de fácil obtenção ou, até mesmo, a reformulação total da solução encontrada.

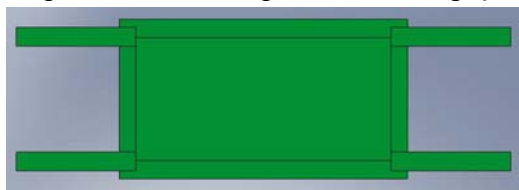
O adaptador semelhante à da máquina da DNV, como já vimos, é pouco prático e acarreta grandes esforços para a sua colocação, tendo também como grande inconveniente o facto de o seu atravancamento retirar comprimento útil de ensaio à máquina.

Dadas estas implicações foi necessária uma nova fase de projecto de soluções construtivas para solucionar estes novos requisitos e funcionalidades que não eram cumpridos pela solução de princípio. Essas soluções construtivas serão seguidamente descritas.

4.2.3 NOVA CONFIGURAÇÃO DAS PLACAS DA CARRUAGEM

A nova configuração das placas que formam a “gaveta” foi concebida de forma a não comprometer a solidez e resistência necessárias.

A nova configuração, mostrada na figura 33, foi pensada de modo a facilitar o posicionamento das placas antes do processo de ligação de soldadura. São também



garantidas uniões mais sólidas que as obtidas se as placas fossem apenas encostadas umas às outras.

Figura 33 – Nova configuração de placas da gaveta

4.2.4 SISTEMA AUXILIAR DE POSICIONAMENTO DA FERRAMENTA

Após um processo em que a imaginação foi o seu maior valor e em que a simplicidade voltou a mostrar ser a melhor das conselheiras, uma solução bastante interessante e inovadora foi encontrada, cumprindo com todos os requisitos e resolvendo todas as implicações restantes (1.2 e 2.1). O sistema que soluciona estes problemas é denominado por sistema auxiliar de posicionamento da ferramenta e é composto por vários dispositivos, que são:

- Dispositivo de posicionamento no plano de apoio
- Cavilha da ferramenta
- Dispositivo de fixação superior
- Dispositivo de fixação inferior

Cada um destes dispositivos será apresentado em seguida. Contudo o funcionamento global do sistema auxiliar de posicionamento da ferramenta será apresentado no próximo ponto referente à apresentação da solução global.

4.2.4.1 DISPOSITIVO DE POSICIONAMENTO NO PLANO DE APOIO

O facto de a gaveta não ser dimensionada apenas para uma ferramenta, o que facilitaria o seu posicionamento no ponto de ensaio previsto, implica outros problemas.

O primeiro ocorre após a colocação do conjunto (ferramenta mais cabo) no berço, pois quando é empurrado para o interior da gaveta tem-se o conjunto apoiado numa das laterais da gaveta, ou seja, com o centro da ferramenta descentrado da cavilha principal. A figura 34 mostra bem a não concentricidade dos dois furos, com um cilindro a representar a ferramenta de um cabo Ø155mm.

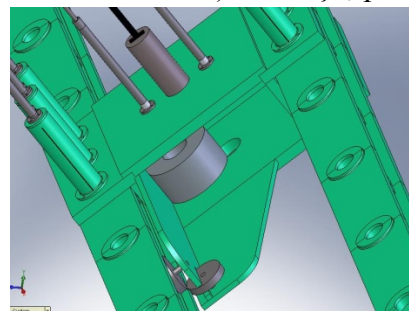


Figura 34 – Posição descentrada

A manipulação, sem o recurso a um mecanismo motorizado, da ferramenta (que pode atingir 1000 kg para o cabo de maior dimensão) para a necessária centragem do processo de encavilhamento é algo de complicado e demorado.

Foi então pensado projectar um sistema que pudesse auxiliar de uma forma mais cómoda e rápida esta tarefa. Optou-se por utilizar um accionamento hidráulico para esta solução, visto dispor-se já de um sistema hidráulico para o sistema de pré-tensionamento, sendo apenas necessário uma reconfiguração do mesmo.

Uma primeira solução consistia no uso de dois actuadores, assinalados na figura seguinte, um no topo e outro no fundo exterior da gaveta, que ligados a uma chapa de aço nos extremos opostos lhe davam a capacidade de movimentação no plano de apoio de modo a poder deslocar a ferramenta para o centro da gaveta.

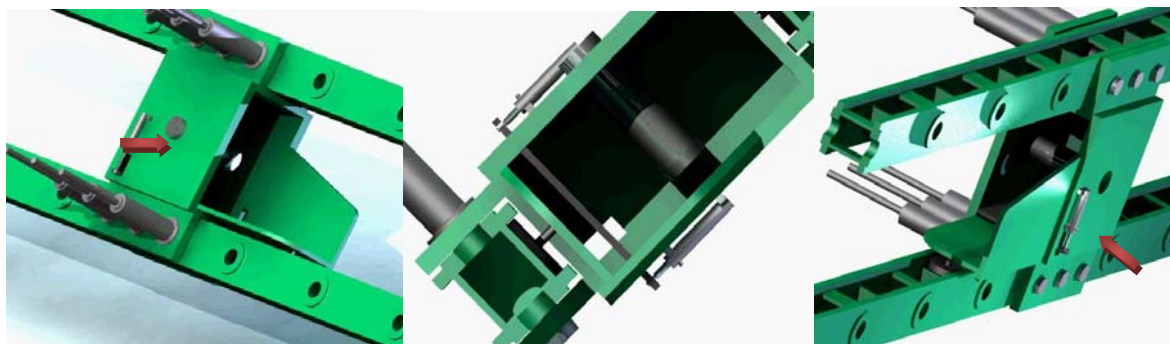


Figura 35 – Primeira solução para o dispositivo de posicionamento horizontal

Uma reformulação desta solução foi projectada de forma a poder optimizá-la evitando o uso de uma chapa de grande dimensão e dando maior flexibilidade ao sistema. Basicamente, a solução consiste em passar o actuador superior para baixo colocando-o ao lado do outro, e eliminando a ligação rígida entre eles (a chapa metálica). Isso foi conseguido com o recurso a dois “garfos” com apoio de uma placa para evitar a flexão da haste do cilindro, como tenta mostrar a figura 36.



Figura 36 – Localização dos actuadores (esquerda) com dois garfos (meio) com as respectivas placas de apoio (direita)

Este sistema tem outra característica relevante em relação ao anterior, o facto de se poder controlar o avanço e recuo dos actuadores de uma forma independente, conseguindo com isso um ajuste da posição da ferramenta na direcção perpendicular à direcção de elevação. Essa funcionalidade será mostrada aquando da apresentação global.

Foi mostrado algumas das fases intermédias da concepção deste dispositivo. A ideia é demonstrar que todos os elementos deste trabalho tiveram várias versões durante a sua concepção e que a solução final resulta sempre de um processo iterativo de refinamento de modo a obter a solução mais interessante. Nos casos seguintes já não será feito o mesmo de modo a não sobrecarregar o relatório, contudo, nenhuma das soluções finais, como é natural, foi a primeira a ser obtida.

4.2.4.2 CAVILHA DA FERRAMENTA

A solução consiste num sistema de “tripla” cavilha, de diâmetros 130, 200 e 300mm como é exigido. A cavilha de 130mm está fixa ao perfil de ligação do suporte, a de 300mm está aparafusada à de 200mm e essa por sua vez à de 130mm.

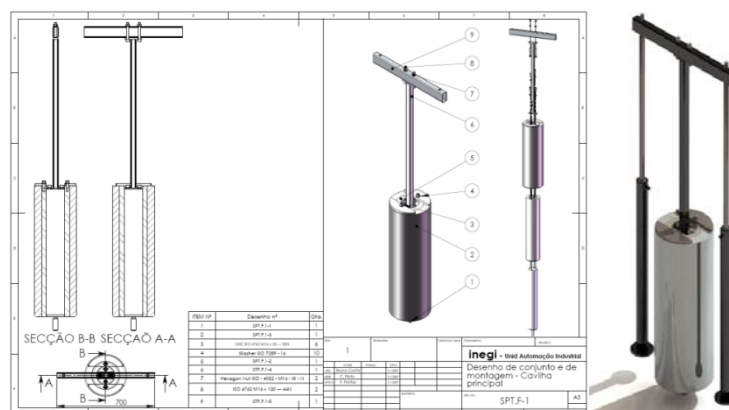


Figura 37 – Conjunto cavilha da ferramenta

Este conjunto resolve, quer o problema dos diferentes diâmetros do furo central da ferramenta quer, juntamente com um sistema de fixação inferior, o encavilhamento de forma automática com a elevação da ferramenta para a altura de meio vão da gaveta, como é exigido.

4.2.4.3 ADAPTADORES DE FIXAÇÃO INFERIOR

O sistema de fixação inferior não é mais que um conjunto de adaptadores mecânicos tubulares que se inserem no furo central da placa inferior da gaveta. Estes têm como objectivo:

- Possibilitar a colocação das diferentes ferramentas à posição de meia altura da gaveta,
- Servir como elemento de reforço estrutural da parte livre da cavilha na zona entre a ferramenta e a placa inferior da gaveta
- Preencher a folga existente entre a cavilha de menor diâmetro e o furo central da placa inferior, cujo diâmetro é ditado pelo diâmetro da cavilha maior
- E, por último, como elemento de apoio e fixação da ferramenta na posição de ensaio de forma a não depender do sistema hidráulico, já que haverá ensaios de fadiga com durações que podem chegar a ser de muitas semanas.

Cada tipo de ferramenta terá um espaçador específico e indissociável. Isto implica que para ensaios com cabos diferentes, o adaptador seja um elemento a comutar na máquina, mas essa tarefa vem simplificada pelo facto de serem montados pelo lado inferior da gaveta, ao contrário do que de início podia parecer. Com efeito, dada a inclinação da máquina a 45°, esta face acaba por ser o seu lado mais acessível a partir do chão. A figura seguinte procura elucidar isso mesmo. À direita tem-se um exemplo dum tipo de adaptador com diâmetro do furo central de 200mm, ao meio temos um adaptador com diâmetro do furo de 130mm e à esquerda a representação do acesso fácil à zona inferior da gaveta pela parte traseira da máquina.

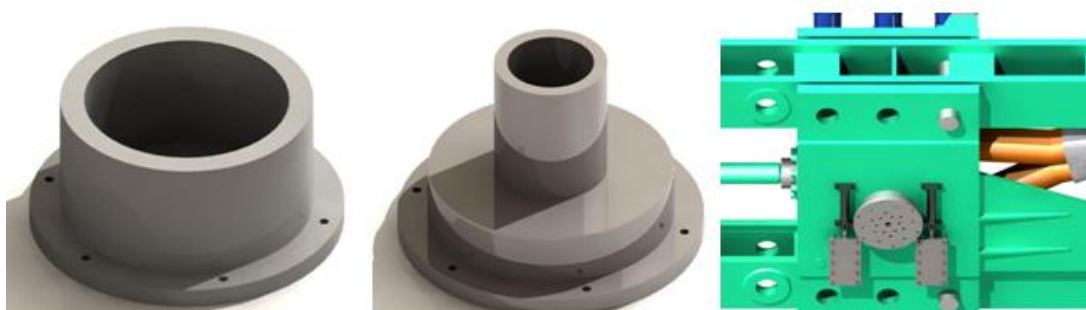


Figura 38 – Adaptadores inferiores

4.2.4.4 SISTEMA DE FIXAÇÃO SUPERIOR

Este sistema é composto por “um” adaptador, figura 39 semelhante ao adaptador inferior e um dispositivo de compressão deste adaptador contra a ferramenta.

O espaçador superior é apenas um pois este adapta-se às dimensões de todas as ferramentas. Essa particularidade será mostrada mais adiante.

Tem como funções:

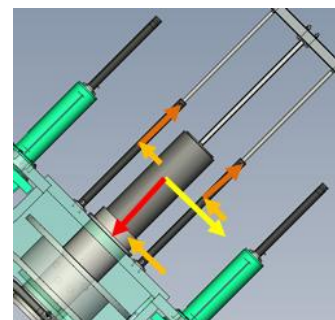
- Ser um elemento de reforço da parte livre da cavilha da zona entre a ferramenta e a placa superior da gaveta.
- Auxiliar no apoio da cavilha quando totalmente levantada, já que devido à inclinação da máquina a 45°, metade do seu peso é absorvido quer pela flexão das hastes e do êmbolo dos cilindros quer pela base da cavilha inserida no furo da placa superior.

A figura 40 mostra isso mesmo, a vermelho e amarelo estão representadas, respectivamente, a decomposição do peso da cavilha central na direcção perpendicular e paralela ao plano do topo da gaveta. A componente vermelha é absorvida pelas reacções, representadas a laranja escuro, geradas pela pressão hidráulica da câmara 1 no êmbolo dos actuadores. Pela cor laranja claro estão representados os esforços que absorvem a componente amarela do peso, esta sim crítica. Fica assim claro o contributo dado pelo adaptador superior de forma a aliviar a flexão e as reacções não desejadas nos diversos componentes dos actuadores.

Como última funcionalidade, este adaptador conjuntamente com um sistema de fixação, apresentado em seguida, possibilitará um certo nível de pressão de contacto do espaçador na ferramenta de forma a evitar deslocamentos indesejados desta aquando da rotura do cabo.



Figura 39 – Adaptador superior



das funcionalidades do adaptador

4.2.4.5 DISPOSITIVO DE COMPRESSÃO DO ADAPTADOR SUPERIOR CONTRA A FERRAMENTA

Este sistema consiste num tubo furado que permite a deslocação incremental de um braço corredeira que suporta um parafuso de fixação. A ligação entre ambos é feita por uma cavilha travada por um pino bifurcado. O aperto do parafuso e da porca de travamento garante a compressão do espaçador contra a ferramenta.

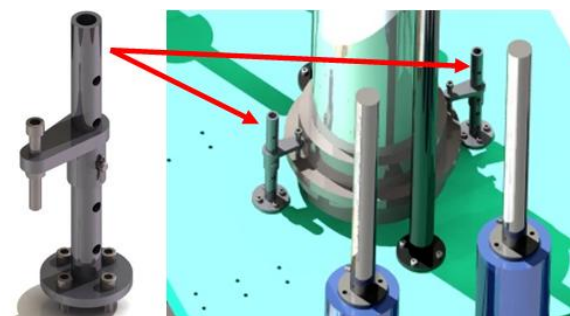


Figura 41 – Dispositivo de compressão do adaptador superior

4.3 CARRUAGEM MOTORA

4.3.1 CONFIGURAÇÃO DAS PLACAS

O desenho da configuração das placas de aço foi mais um exemplo de um processo iterativo, em que as restrições foram filtrando e delineando a solução obtida. Com o objectivo de obter uma estrutura a mais compacta e sólida possível, as restrições impostas foram:

- Ter uma estrutura consistente que permita a ligação da flange do actuador de 120ton, e que sustente o esforço provocado pelo peso do actuador.
- Zonas sólidas para o apoio das rodas necessárias.
- Uma zona de apoio do suporte da unidade hidráulica suficientemente resistente.
- Estabilidade e alinhamento assegurado entre as duas carruagens, de forma a evitar esforços indesejados no actuador de 120 ton.
- Por último, como era de esperar, umas abas furadas para suportar o sistema de encavilhamento necessário para a locomoção.

Da mesma forma que na carruagem porta-

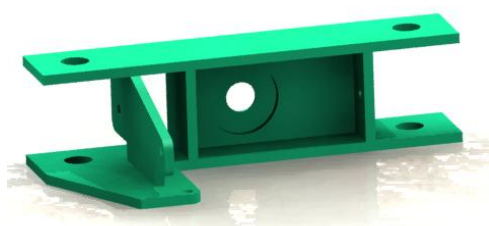


Figura 42 – Configuração das placas da carruagem motora

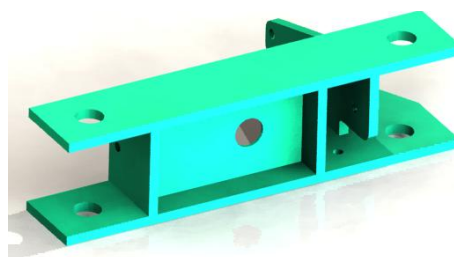


Figura 43 - Idem

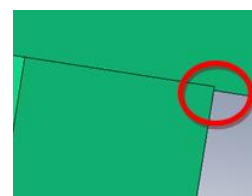


Figura 44 – Ressaltos nas placas da carruagem

ferramenta, foram desenhados pequenos ressaltos, figura 44, para facilitar o posicionamento das placas antes do processo de ligação de soldadura. São também com isto garantidas uniões mais sólidas que as obtidas se as placas fossem apenas encostadas umas às outras.

4.3.2 RODAS

Seguindo a mesma linha de pensamento da carruagem porta-ferramenta, conclui-se que o número de rodas necessárias para esta carruagem de modo a certificar a estabilidade e o alinhamento era 5. Dois pares para apoiar a carruagem na longarina inferior e uma só roda na parte superior, já que o peso desta carruagem é bastante menor. A única particularidade foi a necessidade de afastar uma das rodas horizontais inferiores de forma a estabilizar a estrutura devido à carga descentrada e variável do actuador.



Figura 45 – Rodas da carruagem

4.3.3 SUPORTE DA UNIDADE HIDRÁULICA

O suporte para unidade hidráulica é basicamente uma armação constituída por perfis quadrados devidamente dimensionados. São soldadas quatro placas metálicas na base dos perfis verticais onde é feita a fixação aparafusada da estrutura à carruagem. São também utilizados quatro cantoneiras como travessas suporte dos grupos hidráulicos (bomba mais motor), aproveitando assim o espaço deixado livre entre a armação e a placa superior da carruagem. Este posicionamento dos grupos hidráulicos acaba por ser mais prático do que o usual, no qual os motores e as bombas estão inseridos no reservatório, já que ficariam a uma altura pouco acessível.



Figura 46 – Suporte reservatório

4.3.4 FIXAÇÃO DO ACTUADOR DE 120TON

O único problema levantado para configuração das placas, adoptado anteriormente, foi o facto de o diâmetro de catálogo da flange deste actuador ser superior à altura entre as duas placas horizontais da carruagem, o que impedia a fixação do actuador na placa contida entre essas duas placas. Uma solução possível seria, como na carruagem porta-ferramenta, alterar a configuração das placas o que acabaria por ser mais dispendioso pois retiraria a simplicidade da estrutura. A solução tomada foi diminuir o diâmetro da flange do actuador, já que os actuadores são construídos para a respectiva encomenda, não trazendo custos acrescidos. Por conseguinte, a questão a colocar era se o facto de

diminuir o diâmetro da flange afectaria a sua resistência aos esforços a que estaria sujeita. Contudo, após uma curta análise constatou-se que o actuador só trabalha com cargas elevadas “em tracção”, ou seja, a flange estaria à compressão, o que é uma situação benéfica. Conclui-se portanto que esta diminuição de diâmetro não era comprometedora do nível de resistência e solidez da fixação.

4.4 DIMENSIONAMENTO

Após definida a solução construtiva, como em qualquer outro projecto mecânico, as preocupações voltaram-se para o seu dimensionamento. O dimensionamento deste sistema ganha ainda maior relevância na medida em que as cargas a que vai estar sujeito são de enormes valores. O valor de 12MN é um valor de força a que a maior parte das pessoas já não é sensível, tem-se a percepção que é um valor elevado mas só recorrendo a analogias se tem noção da sua verdadeira grandeza. Uma dessas analogias é pensar neste sistema, com as mesmas condições de fronteira, no qual estão suspensos através do cabo 1200 carros da marca Peugeot 206. Se também pensarmos que cada Peugeot 206 tem cerca de 1.5m de altura, isso daria se tivessem uns em cima dos outros 1.8km ($1.5m \times 1200 = 1800m$) de carros pendurados e seguros por este sistema.

Uma parte dos dimensionamentos realizada foi por interpolação com a máquina existente, ou seja, componentes semelhantes e sujeitos, aproximadamente, às mesmas cargas foram lidas as mesmas (ou próximas) dimensões.

O dimensionamento das áreas e componentes críticos foram feitos recorrendo à simulação por elementos finitos.

Não sendo objectivo específico deste trabalho tratar do dimensionamento dos órgãos em detalhe, este foi, contudo, obrigatório, dadas as forças de solicitação envolvidas. Como exemplo, são abordados de seguida cálculos de dimensionamento de alguns órgãos.

É apresentado o dimensionamento dos “garfos” do dispositivo de posicionamento horizontal e a simulação do conjunto gaveta mais cavilha da ferramenta quando sujeita às 12MN de força.

No caso dos garfos vários tipos de “garfos” foram testados, desde perfis em U até ao tubo circular, com vários comprimentos e espessuras. A solução obtida é um cilindro de 135mm de altura e Ø40mm, como mostra a tabela seguinte. A maior parte dos dimensionamentos teve no processo de simulação de várias soluções, até se encontrar a solução que cumprisse com todos os requisitos.

4.4.1 SIMULAÇÃO E DIMENSIONAMENTO DOS “GARFOS” DO DISPOSITIVO DE POSICIONAMENTO HORIZONTAL DA FERRAMENTA

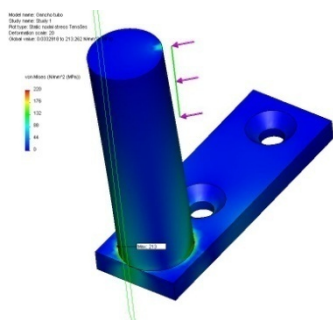


Figura 47 – Garfo cilíndrico, Tensão de Von Mises

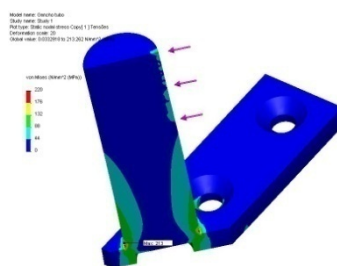


Figura 48 – Garfo em corte, Máxima Tensão de Von Mises

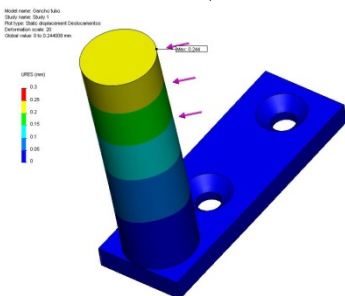


Figura 49 – Garfo, deslocamentos

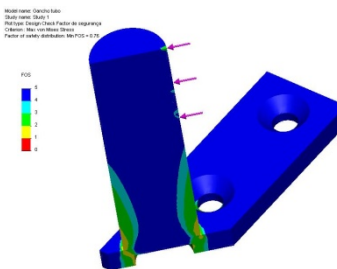


Figura 50 – Garfo em corte, factor de segurança

MATERIAL Aço de construção	Propriedade		Valor	Unidade
	Módulo elástico		2.1e+011	N/m ²
	Coeficiente de Poisson		0.28	NA
	Densidade		7800	kg/m ³
	Tensão de rotura		3.9983e+008	N/m ²
	Tensão limite elástico		2.2059e+008	N/m ²
CARGA APLICADA	7.5kN equivalentes a metade de 15kN (2 garfos) calculado com 1.5 coeficiente de segurança (1kN)			
RESULTADOS	Tipo		Min	Max
	Tensões	Von Mises (MPa)	0.02758	223
	Deslocamentos	Resultante	0mm	0.229703mm
	Deformações	Resultante	1.52e-007	0.00066
CRÍTICA AOS RESULTADOS	Única zona com coeficiente de segurança inferior a 1 é a arresta viva de ligação entre as duas peças que será soldada logo os valores serão mais baixos e a zona será também mais resistente			
CONCLUSÃO	A simulação parece ser uma boa aproximação e os resultados são satisfatórios			

Tabela 12 - Simulação dos “garfos” do dispositivo de posicionamento da ferramenta

4.4.2 SIMULAÇÃO DO CONJUNTO CAVILHA DA FERRAMENTA MAIS ADAPTADORES

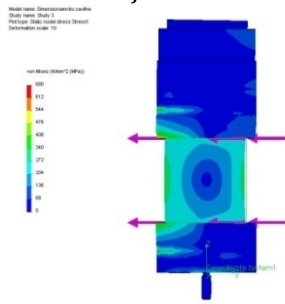


Figura 51 – Conjunto cava, Máxima Tensão de Von Mises

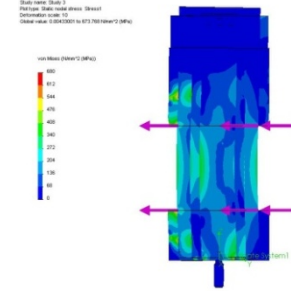


Figura 52 – Conjunto cava em corte, Máxima Tensão de Von Mises

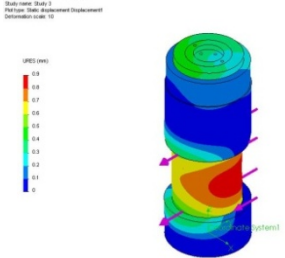


Figura 53 – Conjunto cava, deslocamentos

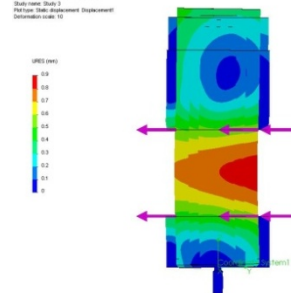


Figura 54 – Conjunto cava em corte, deslocamentos

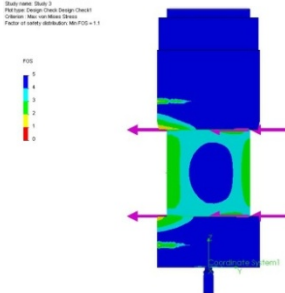


Figura 55 – Conjunto cava, factor de segurança

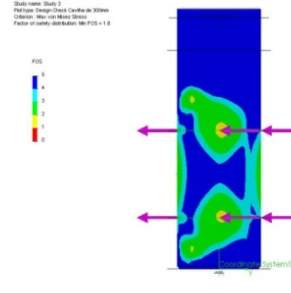


Figura 56 – Cava de Ø300mm em corte, factor de segurança

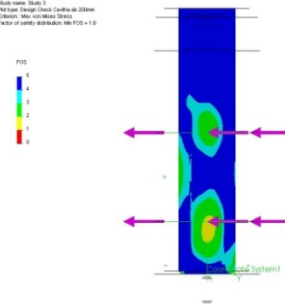


Figura 57 – Cava de Ø200mm em corte, factor de segurança

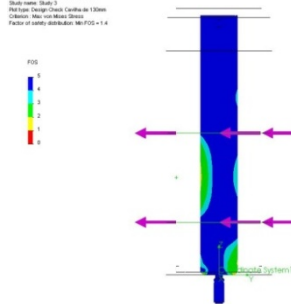


Figura 58 – Cava de Ø130mm, factor de segurança

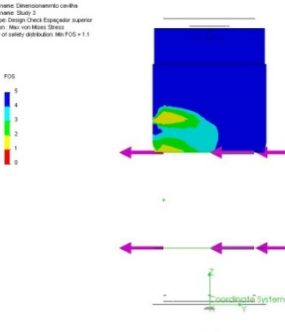


Figura 59 – Adaptador superior, factor de segurança

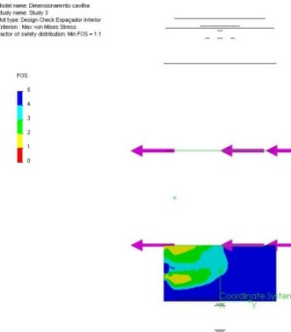


Figura 60 – Adaptador inferior, factor de segurança

MATERIAL	Propriedade		Valor	Unidade
	Módulo elástico		2.1e+011	N/m ²
	Coeficiente de Poisson		0.28	NA
	Densidade		7900	kg/m ³
	Tensão de rotura		7.2383+008	N/m ²
	Tensão limite elástico		7.1+008	N/m ²
CARGA APLICADA	12MN aplicados em anel à volta da cavilha central com a direcção representada			
VALORES MÁXIMOS	Tipo		Min	Max
	Tensões	Von Mises (MPa)	0.004	673
	Deslocamentos	Resultante (mm)	0	0.88
	Deformações	Resultante	0	0.00239
CRÍTICA AOS RESULTADOS	As zonas mais criticas são na arresta de contacto dos adaptadores com a cavilha que estão a sofrer compressão, mas mesmo que passem o valor de limite elástico dar-se-á encruamento de material o que é admissível.			
CONCLUSÃO	A simulação parece ser uma boa aproximação e os resultados são satisfatórios			

Tabela 13 – Simulação da cavilha da ferramenta e dos adaptadores

4.5 DESENHOS DE DEFINIÇÃO

Após a modelação 3D da solução global do sistema o passo seguinte foi executar os desenhos de definição 2D necessários para a subcontratação da sua construção.

A tarefa acaba por ser mais que efectuar os desenhos 2D das peças modeladas inicialmente, pois é necessária uma reformulação e nova modelação das peças. Essa nova modelação justifica-se porque até então as peças tinham sido modeladas de uma forma simples para obtenção de soluções rápidas para o processo de obtenção da solução global final. Contudo, para esta fase é necessário modelizar as peças atendendo ao seu material e processo de fabrico, de forma a serem construídas da maneira mais simples possível e com as vantagens inerentes de custo e tempo de fabrico.

Usando um dos componentes da solução como exemplo, os adaptadores inferiores que de início eram uma única peça de revolução passaram a ser formados por um conjunto de peças mais simples, como mostra a figura seguinte.

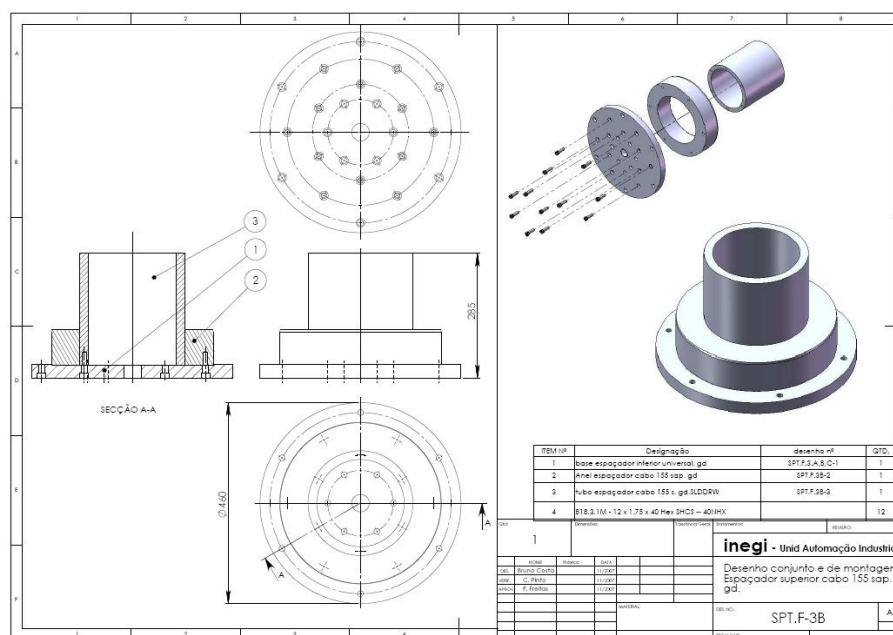


Figura 61 – Desenho de definição de um dos adaptadores inferiores

Este conjunto de peças, para além de ser de mais fácil fabrico do que caso fosse uma só peça, tem a grande vantagem de diminuir o material e o número de adaptadores necessários. Passo a explicar: se o adaptador fosse uma só peça seria necessário um número de adaptadores igual ao número de diferentes cabos. Com esta solução basta só ter um número de tubos centrais igual ao número de diferentes tipos de cabo, sendo as outras duas peças utilizáveis nas diferentes configurações.

Esta tarefa foi bastante árdua devido ao número de desenhos de fabrico necessários, cerca de 100, e resultou no consumo de uma grande parte do tempo deste projecto.

4.5.1 CODIFICAÇÃO DOS DESENHOS DE DEFINIÇÃO, DE CONJUNTO E DE MONTAGEM DO SISTEMA DE PRÉ-TENSIONAMENTO

O sistema adoptado para a codificação tem como linha de orientação a sequência de estruturação e de desenho dos diversos elementos na ferramenta de desenvolvimento de desenho 3D. Tem como objectivo a fácil interpretação e localização quer das diferentes peças quer dos diferentes respectivos ficheiros e simplificar a montagem do conjunto final do sistema.

As peças são agrupadas em subconjuntos que por sua vez são agrupados de forma a formar outros subconjuntos de maior complexidade até se obter o conjunto final, de forma semelhante à montagem real total do sistema.

A tabela seguinte pretende demonstrar essa linha lógica de codificação. Deve ser lida da direita para a esquerda, partindo da premissa que cada conjunto é formado quer por outros subconjuntos quer por peças singulares.

Nas referências do desenho pode encontrar-se como pontuação o (.) a (,) e o (-):

- O hífen indica que a peça ou subconjunto em questão pertence ao subconjunto que está à esquerda do hífen
- A vírgula tem como significado que uma peça ou um subconjunto pode pertencer a mais que um subconjunto.

Quando um conjunto ou uma peça possui mais que um desenho 2D, estes são diferenciados com as letras A, B, C e assim sucessivamente.

De forma mais clara, exemplifica-se:

SPT.F,T-5 - refere-se à luneta e deve ser lida da seguinte forma: subconjunto 5 que pertence quer ao subconjunto frontal (F) quer ao subconjunto traseiro (T) do conjunto principal (Sistema de Pré-Tensionamento).

SPT.F.1.2-1 - refere-se ao tubo da cavilha de 200mm e deve ser lida da seguinte forma: Peça número 1 do subconjunto SPT.F.1-2.

O Conjunto principal do sistema de pré-tensionamento, como a tabela 14 indica, divide-se em dois subconjuntos relevantes, a parte frontal e a parte traseira.

Subconjunto	Desenho nº	Conjunto Principal	Desenho nº
Carruagem porta-ferramenta	SPT-F	Sistema de Pré-tensionamento	SPT
Carruagem do actuador	SPT-T		

Tabela 14 - tabela de codificação do conjunto principal e subconjunto frontal e traseira

Estes dois conjuntos, frontal e traseiro, são por sua vez constituídos pelos seguintes subconjuntos e peças, tabela 15.

Sistema Automático de Pré-Tensionamento de Máquina de Ensaio de Cabos
Sintéticos de 12 MN

Peças	Material	QTD	Massa Kg	Desenho nº	Subconjunto	Desenho nº	Subconjunto	Desenho nº
Tubo cavilha 130		1	94,30	SPT.F.1-1			Cavilha principal	SPT.F-1
Tubo cavilha 200		1	131,60	SPT.F.1.2-1	Cavilha 200	SPT.F.1-2		
Ligação 130/200		2	0.250	SPT.F.1.2-2				
Tubo cavilha 300		1	285.10	SPT.F.1.3-1	Cavilha 300	SPT.F.1-3		
Ligação 200/300		2	1.70	SPT.F.1.3-2				
Base/topo travessa vertical		2	0.279	SPT.F.1.4-1	Travessa vertical	SPT.F.1-4		
Perfil travessa vertical		1	4.42	SPT.F.1.4-2				
Travessa horizontal		1	4.60	SPT.F.1-5				
Aro		1	10.16	SPT.F.2-1			Espaçador superior	SPT.F-2
Tubo 370mm		1	110.37	SPT.F.2-2				
Base Universal		1	36.60	SPT.F.3.A,B,C-1			Espaçador inferior cabo 84 sapatilho grande	SPT.F-3A
Anel 130		1	39.21	SPT.F.3A-2				
Tubo cabo 84 sapatilho grande		1	22.90	SPT.F.3A-3			Espaçador inferior cabo 155 sapatilho grande	SPT.F-3B
Anel 200		1	53.45	SPT.F.3B-2				
Tubo cabo 155 sapatilho grande		1	27.49	SPT.F.3B-3			Espaçador inferior cabo 195 sapatilho grande	SPT.F-3C
Tubo cabo 195 sapatilho grande		1	53.04	SPT.F.3C-2				
Cavilha 149mm		8	92.53	SPT.F,T-4				
Base luneta		8	3.74	SPT.F,T.5-1			Luneta	SPT.F,T-5
Topo luneta		8	2.65	SPT.F,T.5-2				
Tubo luneta		8	37.55	SPT.F,T.5-3				
Base		6	2.98	SPT.F.6.1-1	Apoio	SPT.F.6-1	Protecção	SPT.F-6
Reforço		6	8.24	SPT.F.6.1-2				
Frente		1	162.80	SPT.F.6-2				
Base haste		2	0.566	SPT.F.7.1-1	Haste	SPT.F.7-1	Gancho	SPT.F-7
Haste circular		2	1.36	SPT.F.7.1-2				
Bloco		2	3.13	SPT.F.7-2				
Eixo rodas		4	0.317	SPT.F.7-3				
Placa apoio		2	9.33	SPT.F.7.4-1	Apoio	SPT.F.7-4		
Tubo espaçador		20	0.044	SPT.F.7.4-2				
Flange 125		1	37.23	SPT.F-8				
Placa base		2	0.467	SPT.F.9.1-1	Parte fixa	SPT.F.9-1	Sistema de fixação sapatilho superior	SPT.F-9
Tubo interior		2	0.881	SPT.F.9.1-2				
Placa móvel		2	3.24	SPT.F.9.2-1	Parte móvel	SPT.F.9-2		
Tubo móvel		2	0.146	SPT.F.9.2-2				
Base mesa		1	186.45	SPT.F.10-1			Mesa	SPT.F-10
Lateral mesa		1	128.95	SPT.F.10-2				
Reforço mesa		3	2.77	SPT.F.10-3				
Reforço roda		1	0.383	SPT.F.10-4				
Cantoneira superior		1	0.250	SPT.F.11-1			Protecção roda	SPT-11
Cantoneira maior		1	0.294	SPT.F.11-2				
Cantoneira menor		1	0.156	SPT.F.11-3				
Placa lateral menor		1	1.44	SPT.F.11-4				
Placa lateral maior		1	2.71	SPT.F.11-5				
Placa superior		1	3.99	SPT.F.11-6				
Placa central superior		1	797.34	SPT.F.12-1			Estrutura frontal	SPT.F-12A (soldadura)
Placa central inferior		1	781.73	SPT.F.12-2				
Placa lateral		1	299.25	SPT.F.12-3				
Placa lateral furada		1	346.11	SPT.F.12-4				SPT.F-12B (maquinagem)
Placa traseira		1	343.64	SPT.F.12-5				
Placa lateral horizontal		3	350.21	SPT.F.12-6				
Placa lateral horizontal furada		1	279.86	SPT.F.12-7				
Roda		11	19.02	SPT.F,T.13-1			Rodas	SPT.F,T-13
Casquilho roda horizontal - frente e mesa		2	1.18	SPT.F.13-2				
Casquilho roda horizontal traseira		2	0.669	SPT.T.13-3				
Casquilho roda vertical frente e traseira		7	0.326	SPT.F,T.13-4				
Veio roda horizontal frente		1	4.53	SPT.F.13-5				
Veio roda horizontal mesa		1	3.86	SPT.F.13-6				
Veio roda horizontal traseira		2	3.09	SPT.T.13-7				
Veio roda vertical traseira		3	2.76	SPT.T.13-8				
Veio roda vertical frente		4	3.20	SPT.F.13-9				
Perfil em L		4	0.634	SPT.T.14-1			Suporte do reservatório	SPT.T-14
Perfil quadrado horizontal		2	2.67	SPT.T.14-2				
Perfil travessa		3	1.08	SPT.T.14-3				
Perfil quadrado vertical		2	3.05	SPT.T.14-4				
Perfil quadrado vertical curto		2	0.382	SPT.T.14-5				
Placa pé		4	0.448	SPT.T.14-6				
Placa lateral cima		1	69.43	SPT.T.15-1			Estrutura traseira	SPT.T-15A (soldadura)
Placa lateral baixo		1	198.32	SPT.T.15-2				
Placa lateral baixo rodas		1	81.57	SPT.T.15-3				SPT.T-15B (maquinagem)
Placa superior		1	317.15	SPT.T.15-4				
Placa inferior		1	366.08	SPT.T.15-5				

Tabela 15 - Tabela de codificação partes e subconjuntos

4.6 SOLUÇÃO GLOBAL

Foram apresentados até aqui, individualmente, todos os elementos mecânicos que constituem as duas carruagens do sistema de pré-tensionamento. Nesta secção é mostrado todo o conjunto que dá forma à solução global e o seu funcionamento.

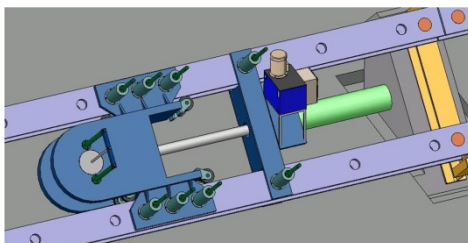


Figura 62 – Solução de princípio do estudo prévio

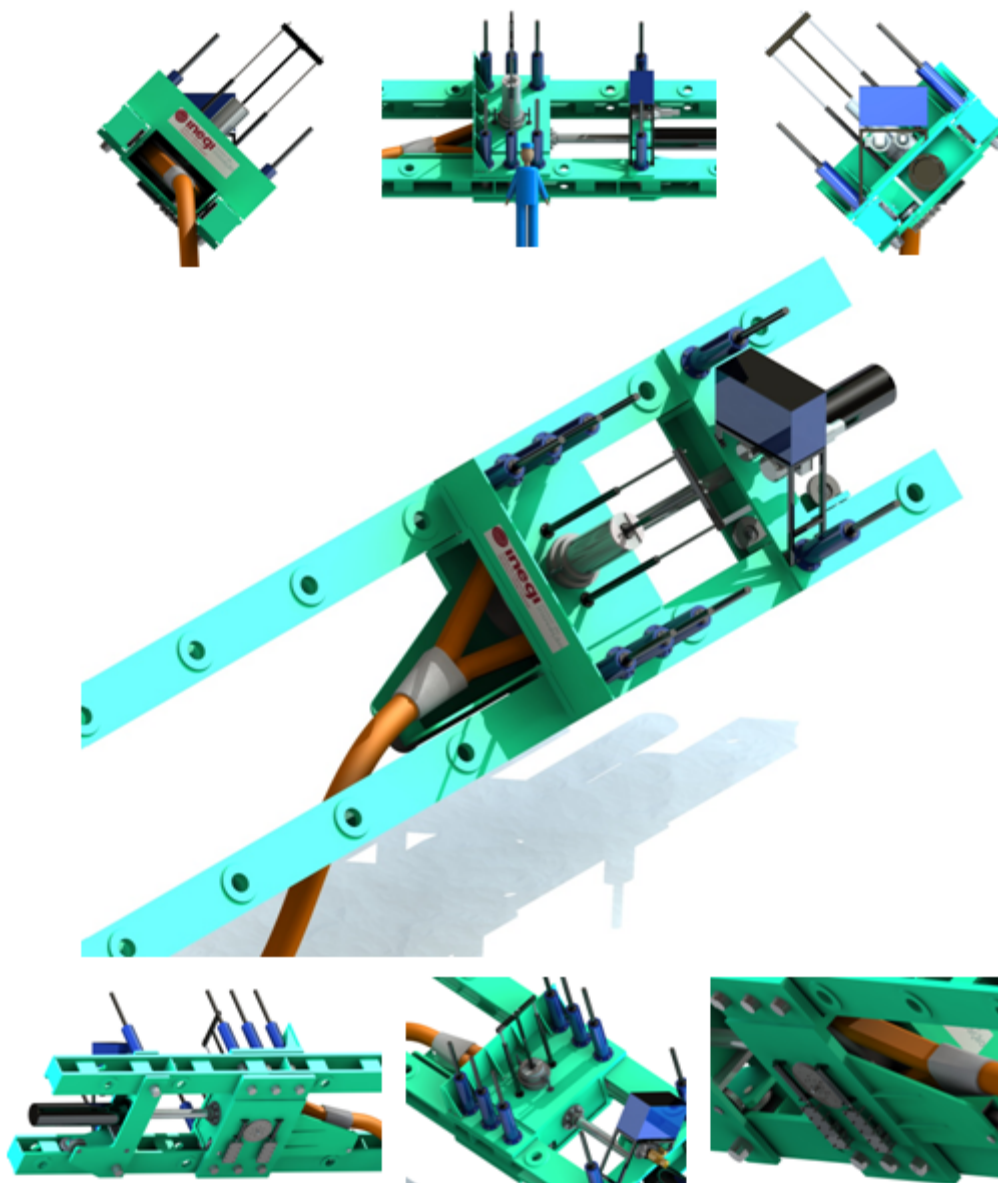


Figura 63 – Solução Final Global

4.6.1 DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO SISTEMA AUXILIAR DE POSICIONAMENTO DA FERRAMENTA

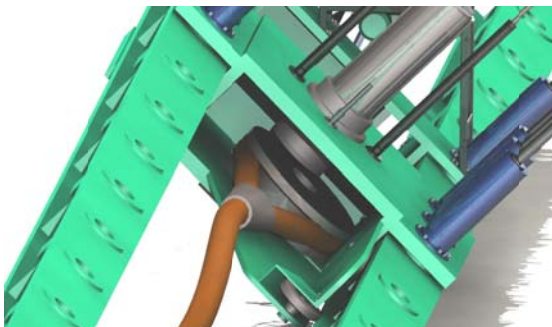


Figura 64 – Conjunto cabo mais ferramenta já dentro da gaveta

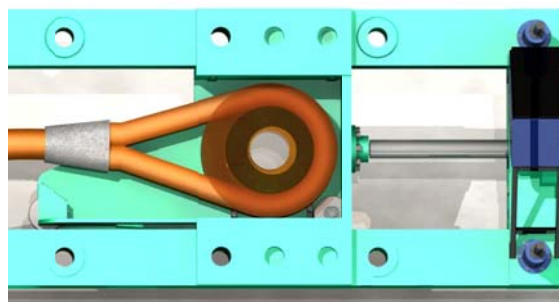


Figura 65 – Posicionamento horizontal na gaveta da ferramenta

- Após a inserção do extremo do cabo munido da ferramenta
- Conjunto ferramenta encostado no lado inferior da gaveta
- Dá-se o início ao processo de posicionamento horizontal
- Dá-se o início do processo de posicionamento horizontal
- Elevação do conjunto pelos garfos actuados hidraulicamente através duma consola de comando manual
- Objectivo obter a concentricidade entre o furo da ferramenta e o furo central da gaveta

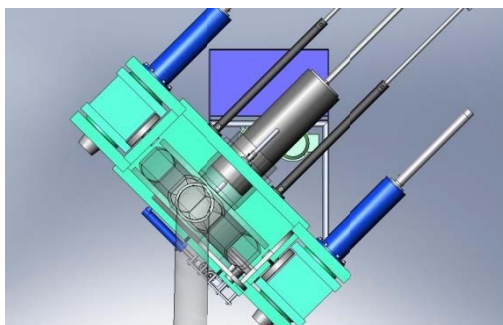


Figura 66 – Inserção da cavilha de Ø300mm

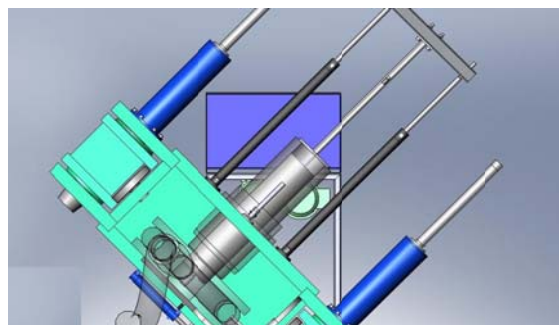


Figura 67 – Inserção da cavilha de Ø200mm

- O conjunto já se encontra na posição correcta para o encavilhamento
- Recuo dos actuadores da cavilha da ferramenta, ou seja, inserção da cavilha da ferramenta
- São comandados manualmente com recurso a uma consola
- Recuo dos actuadores da cavilha até encostar à ferramenta
- Remoção dos parafusos que ligam a cavilha de Ø300mm com a de Ø200mm
- Recuo total dos actuadores da cavilha da ferramenta
- São comandados manualmente com recurso a uma consola

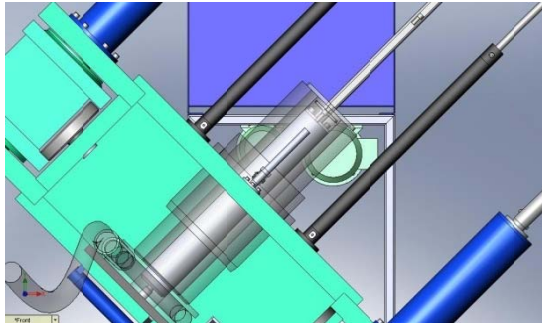


Figura 68 – Inserção da cavilha de Ø130mm

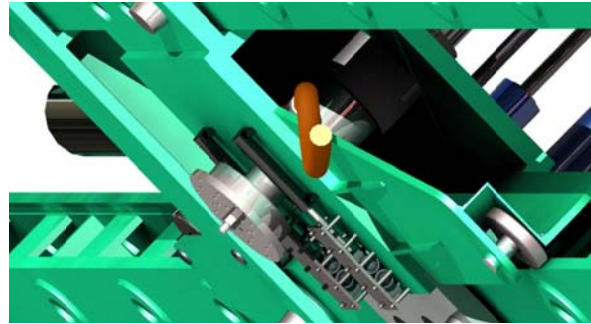


Figura 69 – Colocação do adaptador e aperto da porca de fixação

- O conjunto já se encontra na posição correcta para o encavilhamento
- Recuo dos actuadores da cavilha da ferramenta até a cavilha encostar à ferramenta
- Remoção dos parafusos que ligam a cavilha de Ø200mm com a de Ø130mm
- Recuo total dos actuadores da cavilha da ferramenta
- São comandados manualmente com recurso a uma consola

- Cavilha está totalmente inserida
- Colocação manual do adaptador indicado para o cabo a ensaiar
- Aperto da porca de fixação do adaptador à cavilha de Ø130mm da ferramenta
- Pronto para avanço total dos actuadores da cavilha da ferramenta, ou seja, elevação da cavilha

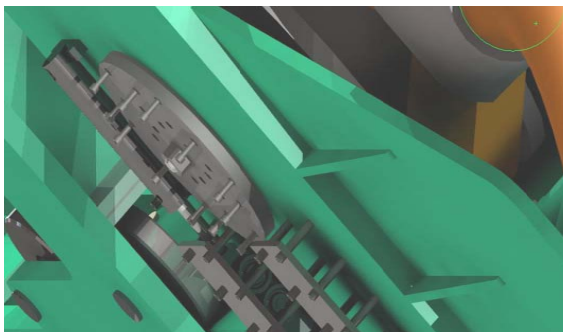


Figura 70 – Aperto dos parafusos de fixação do adaptador à gaveta

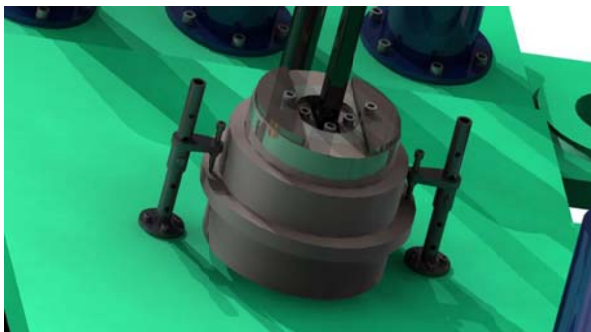


Figura 71 – Fixação superior do conjunto

- Paragem da elevação do conjunto pelo encosto da base do adaptador ao fundo da gaveta
- Aperto manual dos parafusos de fixação do adaptador à gaveta da carruagem porta-ferramenta
- Posição do conjunto na posição de ensaio exigida

- Ajustagem da altura da parte móvel do dispositivo de compressão do adaptador superior
- Aperto do parafuso do dispositivo de compressão de modo a obter a compressão necessária do adaptador superior contra a ferramenta
- Sistema pronto a pré-tensionar

4.6.2 DESCRIÇÃO DE FUNCIONAMENTO DA LOCOMOÇÃO E PRÉ-TENSIONAMENTO

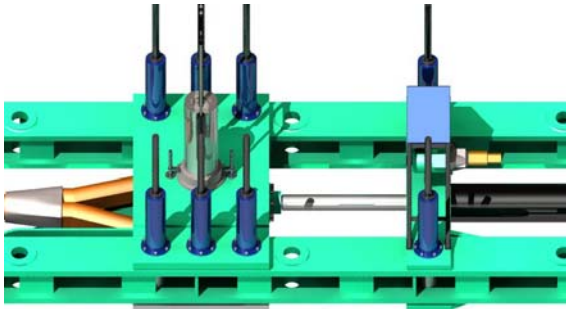


Figura 72 – 1ª fase

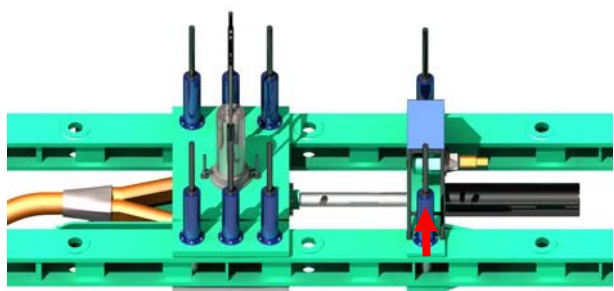


Figura 73 – 2ª fase

- Sistema parado

- Elevação das cavilhas da carruagem motora

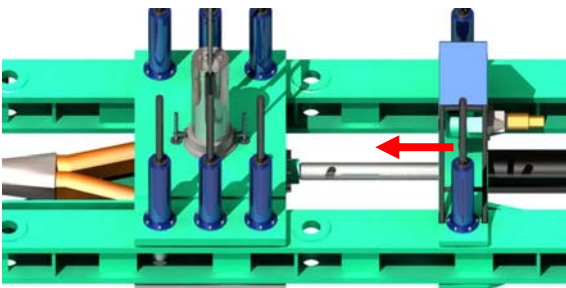


Figura 74 – 3ª fase

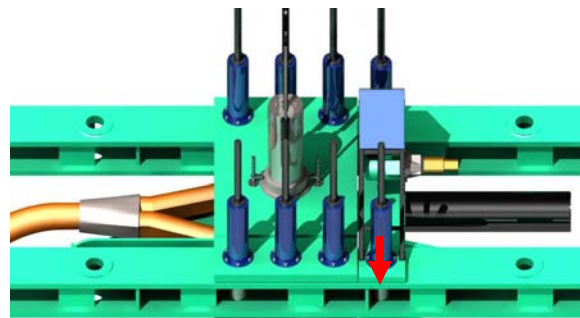


Figura 75 – 4ª fase

- Recuo do actuador de locomoção
- Movimento de avanço carruagem-motora

- Inserção das cavilhas da carruagem-motora

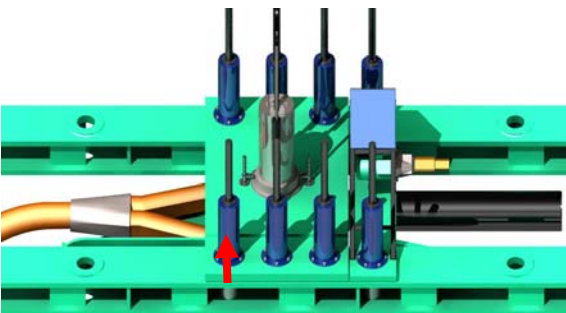


Figura 76 – 5ª fase

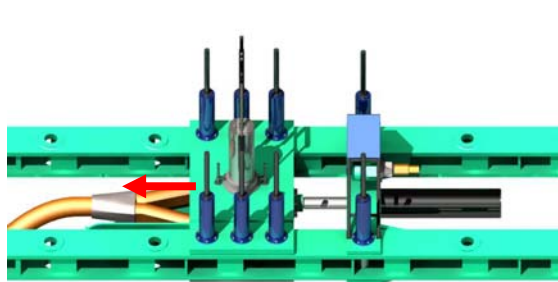


Figura 77 – 6ª fase

- Elevação das cavilhas da carruagem porta-ferramenta

- Avanço do actuador de locomoção
- Movimento de avanço da carruagem porta-ferramenta
- Incremento de 1200mm

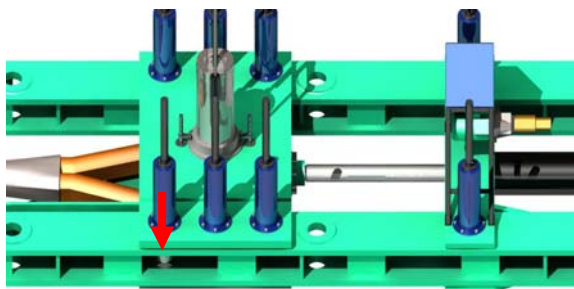


Figura 78 – 7ª fase

- Inserção das cavilhas da carruagem porta-ferramenta

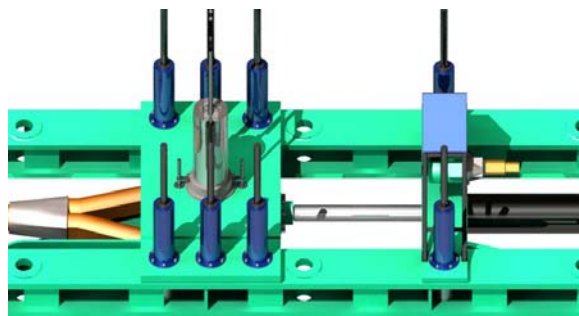


Figura 79 – 8ª fase

- Sistema fixo

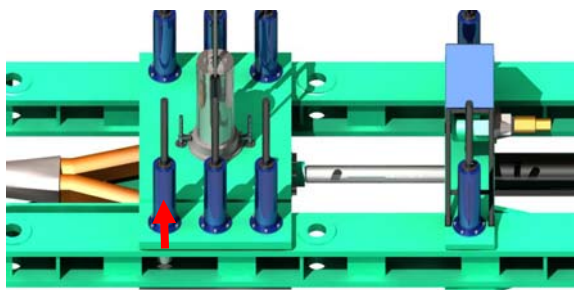


Figura 80 – 9ª fase

- Elevação das cavilhas da carruagem porta-ferramenta

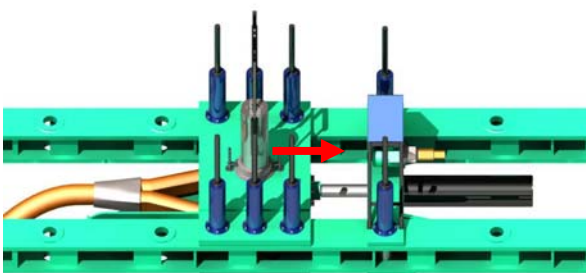


Figura 81 – 10ª fase

- Recuo do actuator de locomoção
- Movimento da carruagem porta-ferramenta

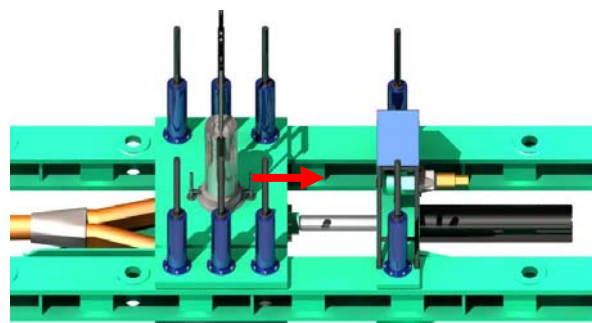


Figura 82 – 11ª fase

- Recuo do actuator de locomoção
- Início do pré-tensionamento

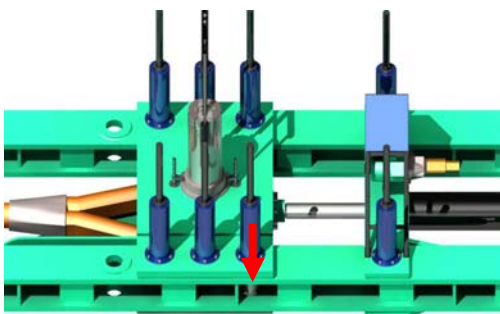


Figura 83 – 12ª fase

- Inserção das cavilhas da carruagem porta-ferramenta
- Incremento de 400mm (caso seja atingida a força de pré-tensionamento)

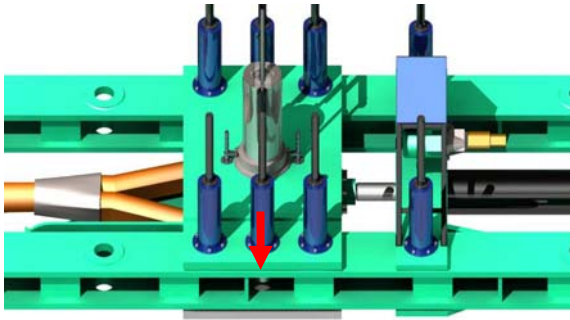


Figura 84 – 13ª fase

- Inserção das cavilhas da carruagem porta-ferramenta
- Incremento de 800mm (caso seja atingida a força de pré-tensionamento)

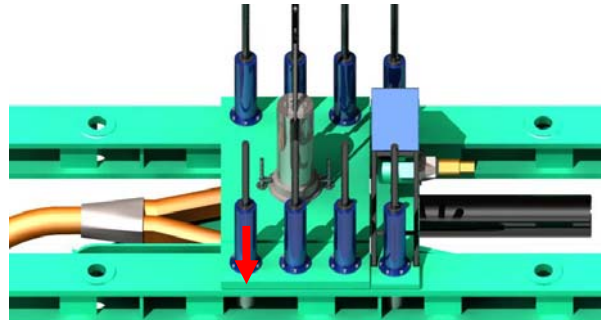


Figura 85 – 14ª fase

- Inserção das cavilhas da carruagem porta-ferramenta
- Incremento de 1200mm (caso seja atingida a força de pré-tensionamento, caso não seja alcançada inicia-se um novo movimento da carruagem motora, seguido de um novo aumento da força de pré-tensionamento)

5. SISTEMA DE ACCIONAMENTO

Terminado projecto mecânico deu-se início à definição do sistema de accionamento. Uma vez iniciada esta fase, a primeira tarefa era bem conhecida, avaliar quais os requisitos a que este sistema teria que corresponder. O modo escolhido para o fazer foi associar aos actuadores previstos os diferentes requisitos a eles associados. Definidos os requisitos é feito o dimensionamento dos grupos hidráulicos associados a cada actuador para por último descrever as fases do seu funcionamento.

5.1 REQUISITOS DE ACTUAÇÃO

O sistema hidráulico de accionamento tem como meios de actuação previstos, um “actuador de locomoção”, oito “actuadores das cavilhas de ancoragem” (total de 4 pares), 2 actuadores associados ao dispositivo de posicionamento da ferramenta e outros 2 “actuadores da cavilha da ferramenta”.

Módulo	Actuadores	Nº de actuadores
Carruagem motora	Actuador de locomoção	1
	Actuador das cavilhas das cavilhas de ancoragem	2 (2x1)
Carruagem porta-ferramenta	Actuadores das cavilhas de ancoragem	6 (3x2)
	Actuadores da cavilha da ferramenta	2
	Actuadores do dispositivo de centragem da ferramenta	2

Tabela 16 – Actuadores previstos

5.1.1 CARRUAGEM MOTORA

5.1.1.1 ACTUADOR DE LOCOMOÇÃO E DE PRÉ-TENSIONAMENTO

O actuador de locomoção é o órgão que interliga a carruagem motora com a carruagem porta-ferramenta e permite que estas duas tenham um movimento relativo do qual resulta, quando associado a diferentes condições de ancoragem de uma ou de outra, um movimento incremental contínuo de avanço ou de recuo.



Figura 86 – Actuador de locomoção e pré-tensionamento

A grande capacidade de força de que este actuador é dotado, principalmente em tracção, permite ainda adicionar-lhe a condição de realizar o pré-tensionamento de um cabo em ensaio, quando a carruagem motora estiver retida pelas cavilhas.

No que diz respeito aos seus requisitos:

1. Funcionamento na horizontal.
2. Força tractora máxima de 1,2MN.
3. Velocidade rápida (para locomoção) de 15 a 30mm/s em ambos os sentidos, em situação de carga mínima (150KN).
4. Velocidade lenta (em pré-tensionamento e posicionamento para encavilhar) de 1 a 3mm/s, em ambos os sentidos, em carga ou não.
5. Ficar parado, “bloqueado”, em carga.
6. Ficar parado, “livre”, em carga.
7. Ficar parado, “livre”, na ausência de carga.

5.1.1.2 ACTUADORES DAS CAVILHAS DE ANCORAGEM

Estes actuadores deslocam as cavilhas de ancoragem permitindo que a carruagem motora fique “ancorada” ou “livre” para locomoção.

As cavilhas de ancoragem teoricamente são inseridas numa posição de concentricidade com os furos dos perfis da estrutura do que resulta uma “não necessidade” de esforço para a inserção. No entanto, a concentricidade ideal não pode ser assegurada, do que resulta um requisito de esforço eventualmente não desprezável na inserção da cavilha.

Um factor a ter em atenção prende-se com o facto de este actuador estar a movimentar uma carga suspensa a 45° (inclinação da máquina de ensaio).



Figura 87-
Actuador da
cavilha de
ancoragem

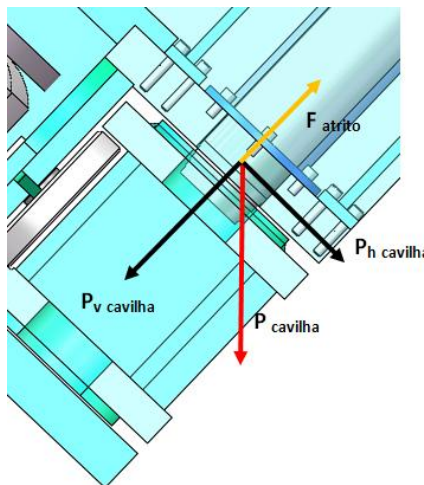


Figura 88 – Diagrama de forças da cavilha de ancoragem na fase de inserção

Atendendo às condições em que se encontram estas cavilhas na fase de inserção e de acordo com o diagrama de forças, mostrado na figura nº 82, é realizado um cálculo aproximado para estimar o valor da carga suspensa. É usado como valor aproximado um coeficiente de atrito de 0,5.

$$F_{\text{carga suspensa}} = P_{\text{v cavilha}} - F_{\text{atrito}}$$

$$F_{\text{carga suspensa}} = (P_{\text{cavilha}} \times \cos 45^\circ) - (\mu_{\text{atrito}} \times \sin 45^\circ \times P_{\text{cavilha}})$$

$$= \left(1\text{kN} \times \frac{\sqrt{2}}{2} \right) - \left(0.5 \times \frac{\sqrt{2}}{2} \times 1\text{kN} \right) = 0.35\text{kN}$$

$$M_{\text{suspensa}} = 35\text{kg}$$

Com este valor de carga suspensa estimado, atendendo às perdas de carga na linha de retorno e o atrito nos elementos de vedação do actuador, considera-se não ser necessário inserir um elemento de compensação de carga de modo a sustentá-la durante a inserção. Caso tal não se verifique poder-se-á posteriormente adicionar uma válvula de retenção com mola com uma pressão de abertura de 0,5-3bar na linha de retorno.

Posto isto, os requisitos destes actuadores são:

1. Funcionamento na vertical com a carga suspensa de 1kN (no recuo pois nesta fase a força de atrito tem o mesmo sentido do $P_{\text{v cavilha}}$).
2. Ter capacidade de carga de tracção máxima de 10kN.
3. Retenção de posição quando parado, sob carga suspensa.
4. Ter dois níveis de força, um para movimento de inserção ou de extracção “sem carga” e outro para inserção ou extracção com carga.

5.1.1.3 SISTEMA AUXILIAR DE MOVIMENTAÇÃO E FIXAÇÃO DA FERRAMENTA

Este sistema é constituído por três processos:

- “Centragem da ferramenta” até a concentricidade do seu furo com o furo central da gaveta da carruagem porta-ferramenta através do dispositivo de posicionamento da ferramenta (1).
- “Fixação da ferramenta através da cavilha da ferramenta (2)
- “Posicionamento”, através da mesma cavilha, a meia altura da gaveta.

Estes três processos são assegurados por dois meios de actuação, o primeiro é assegurado por dois actuadores do dispositivo de posicionamento do sapatilho, os dois processos restantes são assegurados pelos dois actuadores da cavilha da ferramenta.

1. ACTUADORES DO DISPOSITIVO DE POSICIONAMENTO DA FERRAMENTA

Este dispositivo consiste, como foi já mostrado, em dois “garfos” actuados, respectivamente, por dois actuadores para posicionamento do conjunto cabo mais ferramenta para a necessária centragem.

A carga movimentada por estes actuadores é uma carga suspensa. De forma análoga aos actuadores das cavilhas de ancoragem, o valor desta carga para o avanço dos actuadores foi estimado através do seguinte cálculo aproximado:

$$F_{carga\ suspensa} = P_{v\ conjunto} - F_{atrito}$$

$$F_{carga\ suspensa} = (P_{conjunto} \times \cos 45^\circ) - (\mu_{atrito} \times \sin 45^\circ \times P_{conjunto})$$

$$= \left(10kN \times \frac{\sqrt{2}}{2} \right) - \left(0.5 \times \frac{\sqrt{2}}{2} \times 10kN \right) = 3,5kN$$

$$M_{suspensa} = 350kg$$

Com este valor de carga suspensa estimado é necessário inserir um elemento de compensação de carga de modo a sustentá-la durante o avanço dos actuadores.

Posto isto, os requisitos para os actuadores deste dispositivo são:

- Funcionamento com carga gravítica inclinada a 45° (3,5kN no avanço e 10kN no recuo).
- Comando manual e sensitivo, com recurso a uma consola portátil.
- Garantia de no mínimo 10kN de força para movimentação da ferramenta, em avanço.
- Os dois actuadores serem accionados de forma independente, de forma a conseguir o ajuste da ferramenta na direcção perpendicular ao movimento dos “garfos”.
- Possuir uma só velocidade constante, mas ajustável, sendo esta de baixo valor para melhor controlo no posicionamento.
- Ter capacidade de retenção, já que precisa de garantir a posição da ferramenta até estar fixa pela cavilha, sob carga gravítica.

2. ACTUADORES CAVILHA DA FERRAMENTA

Para a cavilha da ferramenta são necessários dois actuadores, com movimento invertido a esta, ou seja, quando a cavilha é inserida os actuadores recuam e quando esta é removida eles avançam. O conjunto que estes actuadores movimentam é constituído pela cavilha principal, o adaptador superior e inferior. Analogamente aos actuadores anteriores o valor estimado para a carga suspensa no recuo é:

$$F_{carga\ suspensa} = P_{v\ conjunto} - F_{atrito}$$

$$F_{carga\ suspensa} = (P_{conjunto} \times \cos 45^\circ) - (\mu_{atrito} \times \sin 45^\circ \times P_{conjunto})$$

$$= \left(8kN \times \frac{\sqrt{2}}{2} \right) - \left(0.5 \times \frac{\sqrt{2}}{2} \times 8kN \right) = 2,8kN$$

$$M_{suspensa} = 280kg$$

Com este valor de carga suspensa estimado é necessário inserir um elemento de compensação de carga de modo a sustentá-la durante o recuo dos actuadores.

Posto isto, os requisitos que se querem ver cumpridos por estes actuadores são:

- Funcionamento com carga gravítica inclinada a 45° (2,8kN no recuo e 8,5kN no avanço).
- Comando manual através de uma consola portátil.
- Possuir uma só velocidade, constante, mas ajustável, sendo esta de baixo valor para melhor controlo do movimento.
- Capacidade de exercerem uma força superior a 10kN no avanço.

5.2 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HIDRÁULICO

Analizados os requisitos de accionamento conclui-se que o sistema hidráulico seria composto por dois grupos hidráulicos. Um primeiro grupo (a seguir designado “grupo5” do sistema “global” de ensaio) associado ao actuador de locomoção e um outro grupo (a seguir designado “grupo 6” do sistema global de ensaio) associado aos restantes meios de actuação (dispositivo de posicionamento do sapatilho, cavilhas de ancoragem e cavilha da ferramenta).

As semelhanças entre o “dispositivo de posicionamento” da ferramenta, “actuadores da cavilha da ferramenta” e “cavilhas de ancoragem” no que diz respeito a velocidades e forças de actuação, e o facto de estes meios de actuação não funcionarem em simultâneo levou a que fossem associados a um mesmo grupo hidráulico, pois a potência necessária é a mesma para cada um deles. Será denominado por “grupo 6” do sistema hidráulico global da nova máquina de ensaios de 12 MN.

Os requisitos do “sistema de locomoção” são bastante particulares, justificando então um grupo hidráulico em separado associado a este. Será denominado o “grupo 5” do sistema hidráulico global da nova máquina de ensaios de 12 MN.

5.2.1 “GRUPO HIDRÁULICO Nº 6”

No “grupo 6” os requisitos de pressão para os diferentes actuadores são da mesma ordem de grandeza, portanto foi estipulado usar-se o mesmo tipo de actuador mudando somente o curso (diâmetro da haste e de êmbolo serão iguais).

5.2.1.1 DIMENSIONAMENTO DOS ACTUADORES

Foi elaborada uma “folha de cálculo” para ajudar no processo iterativo de dimensionamento, como mostra a figura 83. Ela consiste num fluxograma no qual é inserido o valor mínimo requerido para a força máxima, é arbitrada a pressão máxima do sistema e a relação de áreas do actuador. A partir destes dados são calculados pela folha de cálculo as grandezas nominais do actuador. No passo seguinte, automaticamente, escolhe o actuador normalizado com valores mais próximos ao calculado e calcula os novos valores de capacidade de força associados a este actuador nas condições de pressão arbitrada. Com isto, inserindo diferentes valores de pressão verifica-se quais são as repercussões neste processo de cálculo o que ajuda a decidir qual o melhor cenário para o actuador.

Requisito		
Força máxima (avanço)	10	kN
Valores a arbitrar		
Pressão arbitrada	60	bar
Relação de áreas do actuador	0,5	
Actuador calculado		
Área 1	1667	mm ²
d _{êmbolo}	46	mm
Área 2	833	mm ²
Área da haste	833	mm ²
d _{haste}	33	mm
Catálogo - Actuador		
d _{êmbolo}	d _{haste}	
25	16	mm
32	18	mm
40	22	mm
50	28	mm
65	35	mm
80	5	mm
100	60	mm
125	70	mm
Actuador escolhido		
Área 1	1963	mm ²
d _{êmbolo}	50	mm
Área 2	1348	m ²
Área da haste	616	m ²
d _{haste}	28	mm

Figura 89 – Folha de cálculo de dimensionamento de actuadores

Os actuadores calculados foram, então:

QTD.	Meio de actuação	Referência
8	Actuadores das cavilhas de ancoragem	$\phi 50 \times \phi 28 \times 650$
2	Actuadores do dispositivo de posicionamento do sapatilho	$\phi 50 \times \phi 28 \times 200$
2	Actuadores da cavilha da ferramenta	$\phi 50 \times \phi 28 \times 900$

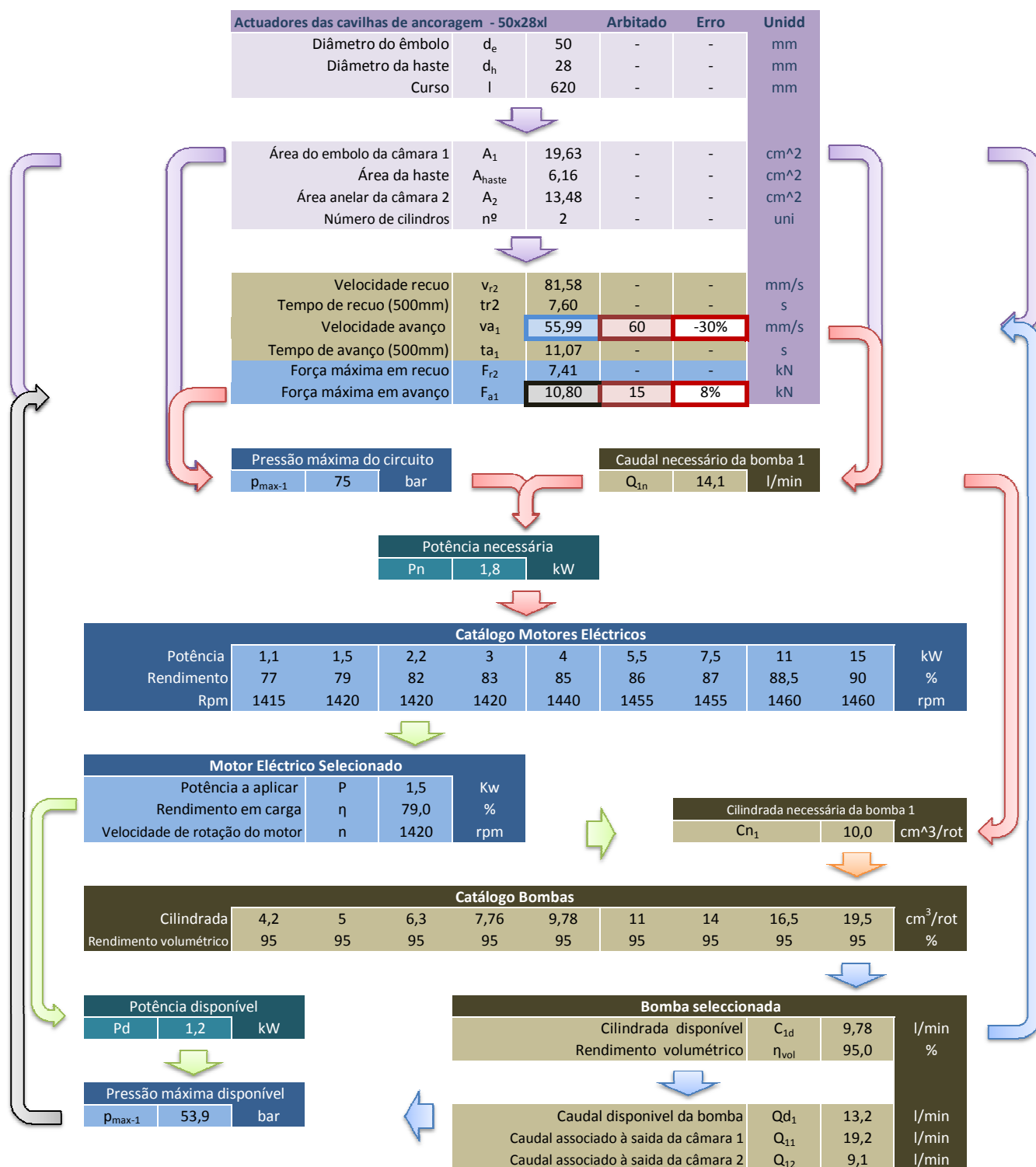
Tabela 17 – Actuadores do grupo hidráulico 6

5.2.1.2 DIMENSIONAMENTO E SELECÇÃO DA UNIDADE DE POTÊNCIA

O actuador com mais exigência dentro do grupo 6 é o das cavilhas de ancoragem. Neste é exigido, por um lado, uma força máxima disponível ao avanço superior e a 10kN e, por outro lado, velocidade de avanço rápida, tendo sido estipulado para valor adequado de referência 80mm/s.

Para o dimensionamento da unidade de potência, bomba e motor, será utilizado o cálculo das cavilhas laterais, pois uma vez encontrada a unidade de potência para este meio de actuação, esta cumprirá os requisitos dos restantes meios de actuação.

Na página seguinte está representado o fluxograma da folha de cálculo criada para o dimensionamento iterativo deste processo. Esta ferramenta foi uma ajuda bastante preciosa pois auxilia no encontro da solução óptima para a unidade de potência. Basta para isso inserir os dados conhecidos do problema, características do actuador, e arbitrar valores para a velocidade e força no avanço atendendo aos valores de referência. Para a força é exigido um valor mínimo de avanço de 10kN e para a velocidade, também de avanço, temos um valor de referência de 80mm/s. O valor da velocidade não é tão restritivo, serve apenas de indicação ao valor de velocidade obtido, em que se pretende que seja o mais próximo deste valor.



Fluxograma 1 - Dimensionamento do grupo hidráulico nº6

Através deste fluxograma pretende-se que fique bem explícito quer o caminho do processo iterativo quer a interdependência das variáveis. Consegue-se que a partir do livre arbítrio da velocidade e da força de avanço, seleccionar diferentes bombas e motores eléctricos, visualizando os diferentes cenários de forma clara e útil para a selecção da melhor solução. Na solução obtida, explicita na figura anterior, é arbitrado 60mm/s para a velocidade de avanço e 15kN para a força de avanço, obtendo-se com um motor de 1,5kW e uma bomba de 9,78cm³/rot de cilindrada uma velocidade no avanço de 56mm/s e uma força de avanço de 10,8kN. Se consultarmos o valor do erro que entra com os valores pré-estabelecidos de 10kN e 80mm/s veremos que esta solução tem um desvio de mais 8% para a força de avanço e menos 30% para a velocidade. Como já referido, o importante é assegurar 10kN no avanço, o que foi conseguido, e após isso, conseguir o maior valor possível em relação aos 80mm/s para a velocidade. Esta velocidade no avanço não é atingida. Contudo é conseguida no recuo, o que conjugando as duas, obtém-se um tempo total de avanço e recuo de aproximadamente 20s, o que é adequado tendo em conta o tempo dispendido no processo manual. Em seguida está apresentada uma compilação da solução anterior, em forma de quadro resumo, com as propriedades obtidas através desta unidade de potência para as cavilhas de ancoramento.

Quadro resumo - Actuadores cavilhas de ancoragem			
Número de actuadores	nº	8	uni
Diâmetro do êmbolo	d _e	50	mm
Diâmetro da haste	d _h	28	mm
Curso	l	620	mm
Potência instalada	P _d	1,5	kW
Potência disponível	P _d	1,2	kW
Caudal disponível da bomba	Q _{d1}	13,2	l/min
Caudal associado à saída da câmara 1	Q ₁₁	19,2	l/min
Caudal associado à saída da câmara 2	Q ₁₂	9,1	l/min
Velocidade no recuo	vr2	81,58	mm/s
Tempo de recuo (620mm)	tr2	7,60	s
Velocidade no avanço	va1	55,99	mm/s
Tempo de avanço (620mm)	ta1	11,07	s
Pressão máxima disponível	p _{max-1}	53,9	bar
Força máxima em recuo	Fr2	7,41	ton força
Força máxima em avanço	Fa1	10,80	ton força
Força máxima na inserção da cavilha	Fi	10,80	kN
Força máxima na remoção da cavilha	Fr	7,41	kN

Tabela 18 - Quadro resumo - Actuadores cavilhas de ancoragem

Conclusões tiradas dos valores da tabela anterior:

- O valor de força máxima na inserção da cavilha é de 10,8kN e 7,41kN na remoção, para a pressão máxima de 54bar.

- As velocidades obtidas conferem tempos, de inserção e remoção adequados para o processo de ancoragem.

5.2.1.3 ACTUADORES CAVILHA DA FERRAMENTA

Considerando que esta unidade de potência alimenta também os outros meios de actuação, são agora confirmados os requisitos dos mesmos. Em seguida é apresentado o quadro resumo dos actuadores cavilha da ferramenta.

Quadro resumo - Actuadores Cavilha da Ferramenta				
Número de actuadores	nº	2	uni	
Diâmetro do êmbolo	d _e	50	mm	
Diâmetro da haste	d _h	28	mm	
Curso	l	920	mm	
Potência instalada	P _d	1,5	kW	
Potência disponível	P _d	1,2	kW	
Caudal disponível da bomba	Q _{d1}	13,2	l/min	
Caudal associado à saída da câmara 1	Q ₁₁	19,2	l/min	
Caudal associado à saída da câmara 2	Q ₁₂	9,1	l/min	
Velocidade no recuo	vr2	81,58	mm/s	
Tempo de recuo (920mm)	tr2	11,28	s	
Velocidade no avanço	va1	55,99	mm/s	
Tempo de avanço (920mm)	ta1	16,43	s	
Pressão máxima disponível	p _{max}	53,9	bar	
Força máxima em recuo	Fr2	7,41	kN	
Força máxima em avanço	Fa1	10,8	kN	
Força máxima na inserção da cavilha (recuo dos 2 actuadores)	Fi	14,8	kN	
Força máxima na remoção da cavilha (avanço dos 2 actuadores)	Fr	21,6	kN	
Pressão máxima disponível	p _{max}	20,0	bar	
Força máxima em recuo	Fr2	2,75	kN	
Força máxima em avanço	Fa1	4,0	kN	
Força máxima na inserção da cavilha (recuo dos 2 actuadores)	Fi	5,5	kN	
Força máxima na remoção da cavilha (avanço dos 2 actuadores)	Fr	8,0	kN	

Tabela 19 - Quadro resumo - Actuadores Cavilha da Ferramenta

Conclusões tiradas dos valores da tabela anterior:

Inserção

- A capacidade de força máxima, à pressão de 53,9bar, na inserção é de 14,8kN, contudo, este valor não é previsto ser atingido. Para isso acontecer seria necessário, durante a inserção, encontrar cargas resistentes desta grandeza, o que não é previsto.
- Para vencer as cargas resistentes de menor grandeza é implementado um outro nível de pressão de 20bar que impõe uma força máxima de 5.5kN.
- O movimento de inserção acaba por ser um processo de recuo dos actuadores com uma carga suspensa (aproximada) de 2,8kN, ou seja, é então necessário

para esta fase um elemento de compensação da carga de modo a sustentar de forma controlada a carga gravítica.

- Quanto à velocidade no processo de inserção acaba por não ser a pretendida, já este processo de inserção é de comando manual. A velocidade pretende-se constante mas ajustável e de baixo valor, para melhor controlo no posicionamento. Usar-se-á para isso uma válvula reguladora de caudal em “meter-out”, conseguindo-se assim a velocidade adequada para o processo de inserção e a sustentação da carga suspensa através da carga resistente imposta na câmara secundária pela válvula reguladora de caudal.

Remoção

- A força máxima disponível na remoção é de 21,6kN o que se mostra suficiente para o avanço dos actuadores para elevação da carga suspensa prevista de 10kN.
- Nesta fase a velocidade de 56mm/s, no avanço dos actuadores, não necessita de controlo já que é um movimento sem restrições associadas (ao contrário do avanço devido a problemas de posicionamento da ferramenta).
- Todos os requisitos deste meio de actuação estão cumpridos no que diz respeito à unidade de potência seleccionada.

5.2.1.4 ACTUADORES DOS “GARFOS”

Por último o dispositivo de posicionamento do sapatilho, composto por dois actuadores a comandar dois “garfos”.

Quadro resumo - Actuadores "Garfos"				
Número de actuadores	nº	2	uni	
Diâmetro do êmbolo	d _e	50	mm	
Diâmetro da haste	d _h	28	mm	
Curso	l	300	mm	
Potência instalada	P _d	1,5	kW	
Potência disponível	P _d	1,2	kW	
Caudal disponível da bomba	Q _{d1}	13,2	l/min	
Caudal associado à saída da câmara 1	Q ₁₁	19,2	l/min	
Caudal associado à saída da câmara 2	Q ₁₂	9,1	l/min	
Velocidade no recuo	vr2	81,58	mm/s	
Tempo de recuo (920mm)	tr2	3,68	s	
Velocidade no avanço	va1	55,99	mm/s	
Tempo de avanço (920mm)	ta1	5,36	s	
Pressão máxima disponível	p _{max}	53,9	bar	
Força máxima em recuo	Fr2	7,41	kN	
Força máxima em avanço	Fa1	10,80	kN	
Força máxima a "baixar" a ferramenta (avanço dos 2	F	21,59	kN	

actuadores)			
Força máxima na "elevação" a ferramenta (recuo dos 2 actuadores)	Fe	14,82	kN
Pressão máxima disponível	p _{max}	20,0	bar
Força máxima em recuo	Fr2	2,75	kN
Força máxima em avanço	Fa1	4,01	kN
Força máxima a "descida" a ferramenta (avanço dos 2 actuadores)	F	8,01	kN
Força máxima na "elevação" a ferramenta (recuo dos 2 actuadores)	Fe	5,50	kN

Tabela 20 – Quadro resumo – Actuadores dos “Garfos”

Conclusões tiradas dos valores da tabela anterior:

Descida da ferramenta

- A capacidade de força máxima, à pressão de 53,9bar, nesta fase é de 21.6kN, contudo, este valor não é necessário ser atingido. Para isso acontecer seria necessário, durante a descida, encontrar cargas resistentes desta grandeza, o que não é previsto pois estes só se encontram carregados no recuo.
- O movimento de descida acaba por ser um processo de avanço dos actuadores com uma carga suspensa (aproximada) de 3,5kN, ou seja, é então necessário para esta fase um elemento de compensação da carga de modo a sustentar de forma controlada a carga gravítica.

Elevação da ferramenta

- A força máxima disponível na elevação é de 14.8kN, para a pressão de 53.9bar, o que se mostra suficiente para o avanço dos actuadores para elevação da carga suspensa prevista de 10kN.
- Para vencer as cargas resistentes de menor grandeza (ferramentas menores) é implementado um outro nível de pressão de 20bar que impõe uma força máxima de 8kN.
- Quanto à velocidade na fase de descida ou de elevação acaba por não ser a pretendida, já estes processos são de comando manual. A velocidade destas fases pretende-se constante mas ajustável e de baixo valor, para melhor controlo no posicionamento. Usar-se-á, para isso, uma válvula reguladora de caudal em “meter-out”, conseguindo-se assim a velocidade adequada para ambas as fases e a sustentação da carga suspensa através da carga resistente imposta na câmara secundária pela válvula reguladora de caudal.
- Todos os requisitos deste meio de actuação estão cumpridos no que diz respeito à unidade de potência seleccionada.

5.2.2 “GRUPO HIDRÁULICO Nº 5”

O grupo hidráulico nº 5, relembrando, é constituído pelo actuador de locomoção e pré-tensionamento. Este actuador tem duas tarefas associadas a ele, a de locomoção através do seu movimento permitir a translação do sistema de pré-tensionamento ou através deste movimento tensionar o cabo. Um dos requisitos já mencionados para este meio de actuação é ser capaz de realizar uma força com valor de cerca de 10% da carga ensaio do cabo. Como o valor máximo de ensaio da máquina é de 12 MN então este actuador terá de ter 1,2MN de força tractorsa máxima.

A nível de requisitos de velocidade o que se pretende é que quando o actuador se encontra a fazer tensionamento tenha velocidades baixas, pois são inconvenientes velocidades altas, e associá-las a altas cargas implicaria maior potência. Contudo, quando o actuador está apenas a exercer carga necessária para a locomoção essa carga é baixa em relação à necessária ao tensionamento. Nessa altura, é interessante ter a potência instalada aproveitada para maiores velocidades.

Resumindo, interessa ter dois patamares de pressão e dois de velocidade. A maneira, mais comum e mais válida nestas circunstâncias, é ter um motor eléctrico associado a um agregado de bombas, tendo assim dois subsistemas hidráulicos, um de alta pressão e baixo caudal e outro de baixa pressão e alto caudal.

Fazendo um cálculo rápido para nos situar a nível de potência necessária:

- Para uma força máxima de tensionamento: $f_{max} = 120 \times 1000 \times 10 = 1,2MN$
- E uma velocidade associada de 3mm/s

$$P = F \cdot v = 1200000 \times 0.003 = 3600w = 3.6kW$$

Através deste cálculo foi estipulado que a unidade de potência teria 4kW.

No sentido de otimizar a utilização da potência disponível estes dois modos de funcionamento devem utilizar a mesma potência. Isto vem justificado já que no subsistema de “baixa pressão e alto caudal” como a carga esperada é, em grosso modo, 10 vezes menor ficando grande parte da potência para geração de velocidade mais alta como é pretendido.

Tendo já duas variáveis conhecidas, força máxima tractorsa e potência instalada, restava agora seleccionar o actuador para este meio de actuação.

5.2.2.1 DIMENSIONAMENTO DO ACTUADOR

Recorrendo novamente à folha de cálculo, figura 85, para dimensionamento do actuador.

Sabido que este actuador está pensado para exercer somente grandes cargas à tracção interessaria um actuador em que a relação de áreas fosse baixa, o que não traz

problemas uma vez que a haste não estará em risco a nível de em curvatura já que só será sujeita a grandes cargas em tracção.

Com 1,2MN de requisito na força máxima de recuo, usando um valor de relação de alto e uma pressão que não se pretendia ultrapassar, 300bar, obteve-se a solução indicada:

Qtd	Meio de actuação	Referência
1	Actuador de locomoção e tensionamento	$\phi 280 \times \phi 140 \times 1250$

Figura 90 – Actuador de locomoção

Requisito		
Força máxima (recuo)	1.2	MN
Valores a arbitrar		
Pressão arbitrada	300	bar
A2/A1	0,7	
Actuador calculado		
Área 1	57143	mm ²
d êmbolo	270	mm
Área 2	40000	mm ²
Área da haste	17143	mm ²
d _{haste}	148	mm
Catálogo - Actuador		
d êmbolo	d _{haste}	
200	110	mm
220	125	mm
250	140	mm
280	140	mm
320	160	mm
320	200	mm
360	180	mm
360	220	mm
Actuador escolhido		
Área 1	61575	mm ²
d êmbolo	280	mm
Área 2	46181	mm ²
Área da haste	15394	mm ²
d _{haste}	140	mm
A2/A1	0,75	
Valores obtidos		
Força avanço	1.84	MN
Força recuo	1.38	MN

Figura 91 – Folha de cálculo do dimensionamento do actuador de locomoção

A ponta da haste do actuador é roscada de forma a servir de ligação à flange da carruagem porta ferramenta. Foi escolhido uma rosca métrica de diâmetro exterior de 125mm de passo fino de 3 e comprimento de rosca de 135mm.

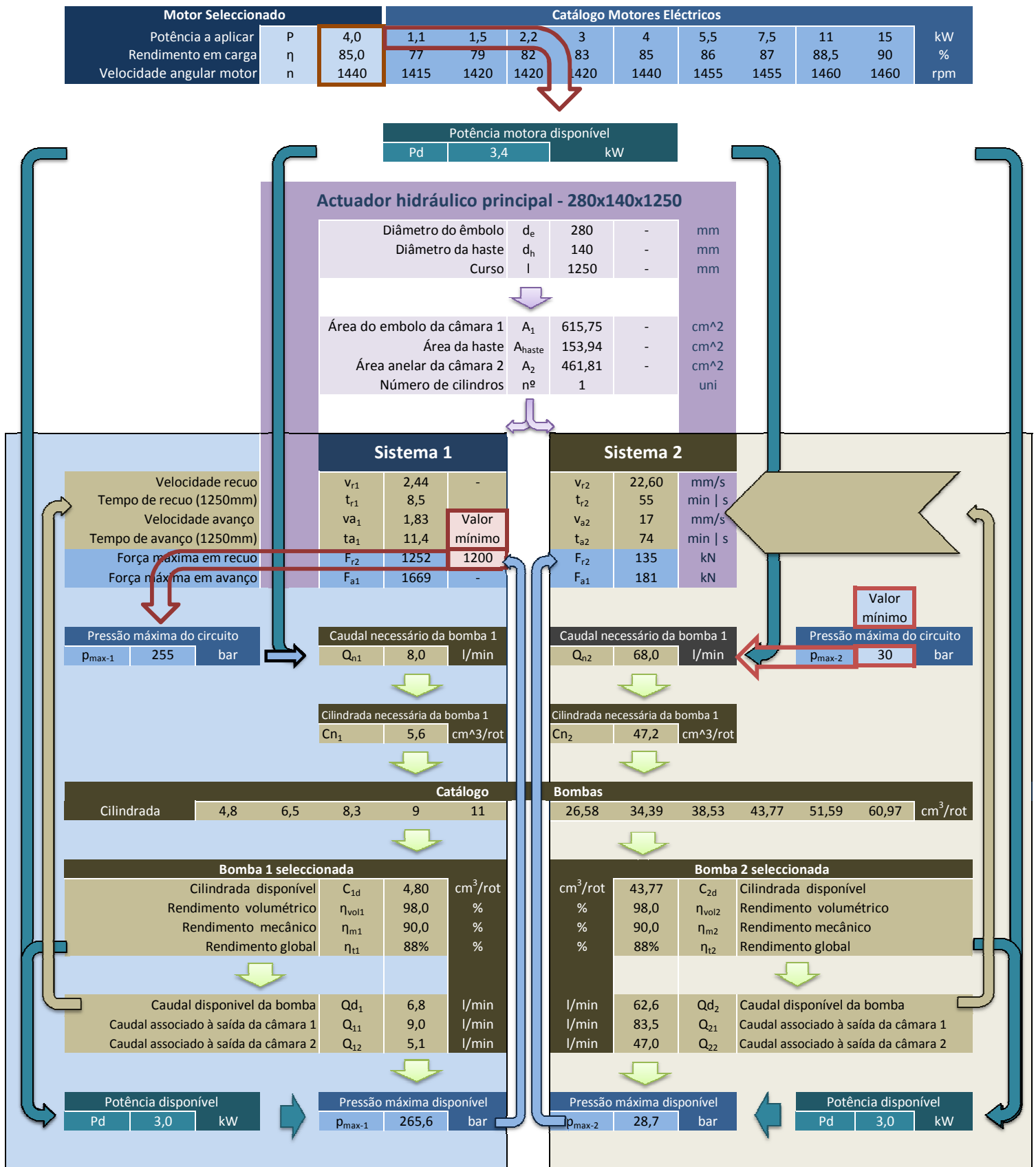
5.2.2.2 DIMENSIONAMENTO E SELECÇÃO DA UNIDADE DE POTÊNCIA

Da mesma forma que no grupo 6, foi elaborada uma folha de cálculo em forma de fluxograma. As vantagens já enunciadas no uso destas folhas de cálculo comprovou-se mais uma vez e de forma ainda mais afirmativa dada a maior complexidade do processo deste grupo hidráulico.

O fluxograma para esta unidade inicia-se na selecção do motor eléctrico a partir do valor de potência instalada já estipulado. Este motor em conjunto com o actuador, já dimensionado, são os únicos componentes em comum ao cálculo dos dois subsistemas existentes neste grupo hidráulico.

Para o subsistema 1, o de “alta pressão e baixo caudal”, tinha-se como restrição a carga máxima no recuo do actuador não ser menos que 1.2MN.

Para o subsistema 2, o de “baixa pressão e alto caudal”, a restrição imposta foi apenas de que o sistema tivesse pressão necessária para exercer força suficiente para a locomoção do sistema. Quanto à velocidade seria a maior possível dentro do valor de potência instalada já definido.



Fluxograma 2 - Dimensionamento do grupo hidráulico nº5

Através deste fluxograma pretende-se que fique bem explícito quer o caminho do processo iterativo quer a interdependência das variáveis. Tinha-se como referência o valor de 1,2MN de força máxima no recuo quando o sistema se encontra a realizar pré-tensionamento (bomba do subsistema2 a trabalhar) e assegurar valores de força de actuação de cerca de 100KN força quer no avanço quer no recuo quando o sistema está apenas em locomoção (bomba 2 a trabalhar). E variando o valor dessas grandezas na folha de cálculo Foram encontrados diferentes cenários e o que mais se ajustou é mostrado, em seguida, através do quadro resumo, que propõe um aumento de cerca de 10 vezes na velocidade de locomoção para uma diminuição de cerca de 10 vezes para a capacidade de força disponível.

Quadro resumo - Actuador de locomoção e tensionamento									
				numero de actuadores	nº	1	uni		
				Diâmetro do êmbolo	d _e	280	mm		
				Diâmetro da haste	d _h	140	mm		
				Curso	l	1250	mm		
Potência instalada				Pd	4,0	kW			
Potência disponível				Pd	3,4	kW			
Subsistema 1					Subsistema 2				
Caudal disponível da bomba	Qd ₁	6,8	l/min		Caudal disponível da bomba	Qd ₁	62,6	l/min	
Caudal associado à saída da câmara 1	Q ₁₁	9,0	l/min		Caudal associado à saída da câmara 1	Q ₁₁	83,5	l/min	
Caudal associado à saída da câmara 2	Q ₁₂	5,1	l/min		Caudal associado à saída da câmara 2	Q ₁₂	47,0	l/min	
Velocidade recuo	vr2	2,44	mm/s		Velocidade recuo	vr2	22,60	mm/s	
Tempo de recuo (60mm)	tr2	8,52	s		Tempo de recuo (60mm)	tr2	55,31	s	
Velocidade avanço	va1	1,83	mm/s		Velocidade avanço	va1	16,95	mm/s	
Tempo de avanço (500mm)	ta1	11,36	s		Tempo de avanço (500mm)	ta1	73,74	s	
Pressão máxima disponível	p _{max}	265,6	bar		Pressão máxima disponível	p _{max}	28,7	bar	
Força máxima em recuo	Fr2	1,25	MN		Força máxima em recuo	Fr2	135	kN	
Força máxima em avanço	Fa1	1,67	MN		Força máxima em avanço	Fa1	181	kN	

Tabela 21 - Quadro resumo das características do grupo hidráulico 5

Como mostra o quadro resumo a força máxima em tracção de 1,2MN é garantida e são conseguidos valores de velocidade que se estimam adequadas para a fase de locomoção sem carga.

Cumpridos os requisitos a nível de grandezas, falta a apresentação da solução do circuito hidráulico através do qual se demonstra o cumprimento dos restantes requisitos

5.3 CIRCUITO HIDRÁULICO

Seguidamente, estão apresentados o circuito hidráulico do sistema de pré-tensionamento, dividido em duas partes, o “circuito hidráulico da carruagem porta-ferramenta” e o “circuito hidráulico principal da carruagem motora”.

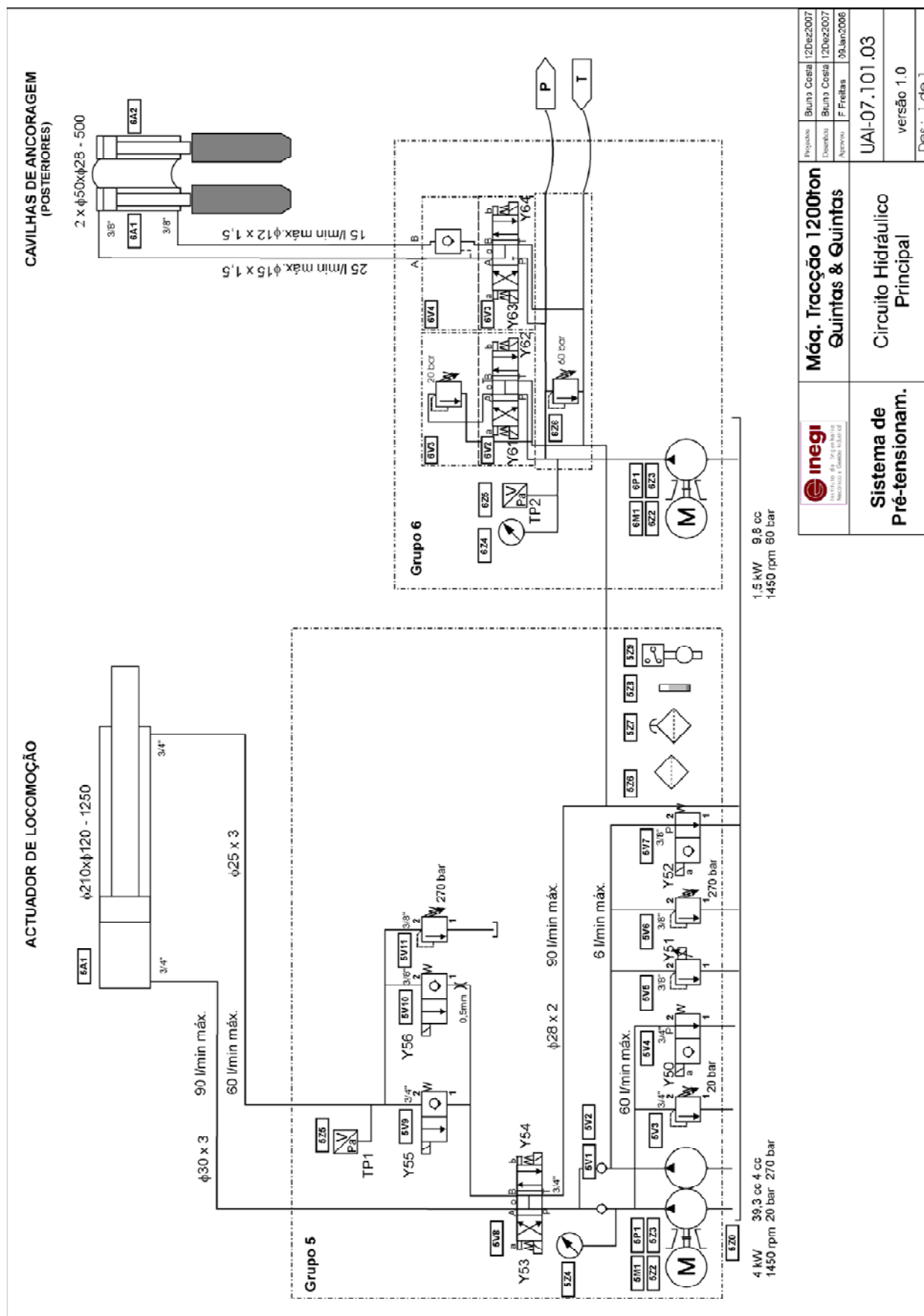


Figura 92 – Planta do circuito hidráulico principal

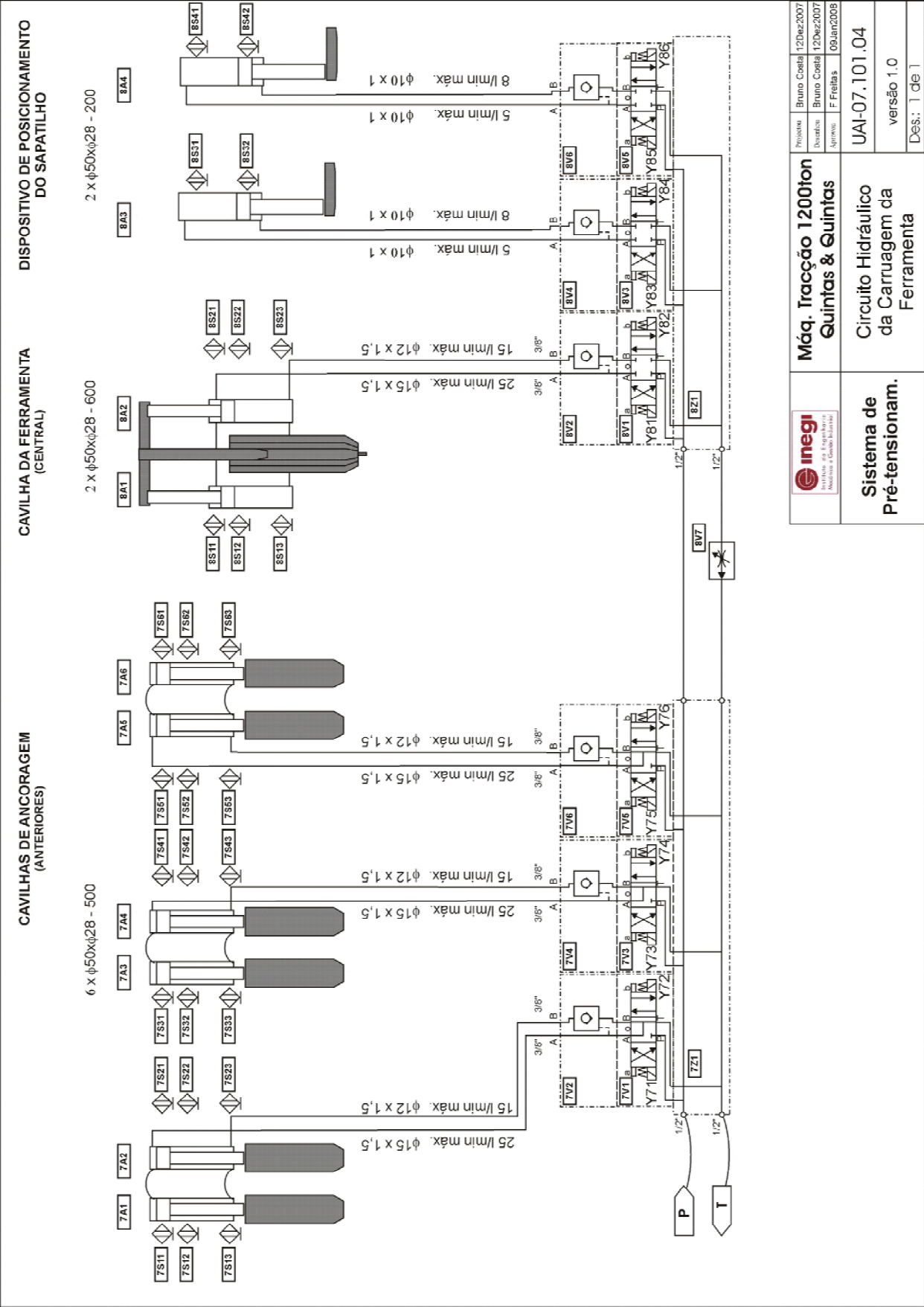


Figura 93 – Planta do circuito da carruagem porta ferramenta

5.4 LISTAGEM DE COMPONENTES

Nº	Código	Designação	Referência	Marca
1	5A1	Cilindro hidráulico de duplo efeito 280x140x1250		
2	5M1	Motor eléctrico trifásico 4kW 1440 rpm c/ flange	1 LA7 113-4AA 11	SIEMENS
3	5P1	Bomba dupla de engrenagens 43cm ³ /rot + 4.8 cm ³ /rot	WSP30-43-83E3-L-ED/EB/20-4-L-EA/EA-D-N-L	CASSAPA
4	5V1	Válvula de retenção de cartucho tubo 25mm	RHD25S	VOSS
5	5V10	Válvula limitadora de pressão de roscar	RV8-8-S-S-3G-50-00	EATON
6	5V2	Válvula de retenção tubo 12mm	RHD12L	VOSS
7	5V3	Válvula limitadora de pressão de roscar	RV3-16-S-6G-5	EATON
8	5V4	Electroválvula 2/2 ISO3 24DC	SV3-16-O-6G-24D G	EATON
9	5V5	Válvula limitadora de pressão proporcional	BVPPM18	WANFLUH
10	5V6	Válvula limitadora de pressão de roscar	RV8-8-S-S-3G-50-00	EATON
11	5V7	Electroválvula 2/2 ISO3 24DC	SV15-8-O-S-3G-24D G P-00	EATON
12	5V7A	Electroválvula 4/2 ISO3 24DC	DG4V-5-0C-J-M-U-H-6-20-J08	EATON
13	5V8	Placa base ISO5 com saídas laterais	ES 5 C 34 PL	EUROFLUID
14	5V9	Electroválvula 2/2 ISO3 24DC	SV13-16-C-S-6G-24D-G H-00	EATON
15	5V10	Electroválvula 2/2 ISO3 24DC	SV15-8-C-S-3G-24D G P-00	EATON
16	5V11	Válvula limitadora de pressão de roscar	RV8-8-S-S-3G-50-00	EATON
17	5Z0	Reservatório 0.6x0.5x0.4		
18	5Z1	Transdutor de posição	WS15KTS - 1250 - R 10k - L35- M4	ASM
19	5Z2	União de veios alumínio 28 motor 4kW bomba grupo3		
20	5Z3	Luneta alumínio motor 4kW bomba grupo 3	LS 255	OMT
21	5Z4	Manómetro vertical	1/4" 0-400 bar	
22	5Z5	Transdutor de pressão	TP12 350 bar 0-10V	AEP
23	5Z6	Filtro retorno	FR1 40 C25 - (1 OU 1 1/4")-0-0 / R140 C25 B	FILTREC
24	5Z7	Bujão de enchimento	FT-8-C40-F	FILTREC
25	5Z8	Indicador de nível do reservatório	FL-2 T M12	FILTREC
26	5Z9	Interruptor de nível eléctrico 150mm		
27	6A1	Cilindro hidráulico de duplo efeito 50x28x500		
28	6A2	Cilindro hidráulico de duplo efeito 50x28x500		
29	6M1	Motor eléctrico trifásico 1.5 kW 1420 rpm com flange	1LA7 096-4AA 11	SIEMENS
30	6P1	Bomba de engrenagens 9.78 cm ³ /rot	1 SP A 9.8 D 10 NN 0	GALTECH
31	6V1	Electroválvula 4/3 ISO3 24DC	DG4V-3S-0C-M-U-H-5-60	EATON
32	6V2	Electroválvula 4/3 ISO3 24DC	DG4V-3S-6C-M-U-H-5-60	EATON
33	6V3	Válvula limitadora de pressão SW	DGMC-3-AT-A-W-40	EATON
34	6V4	Válvula de retenção pilotada SW	DGMPC-3-BA K-40	EATON
35	6Z2	Luneta alumínio motor 1.5kW bomba grupo 1	LS 201	OMT
36	6Z3	União de veios alumínio 24 motor 1.5kW bomba grupo 1		
37	6Z4	Manómetro vertical	1/4" 0-160 bar	
38	6Z5	Transdutor de pressão	TP12 100 bar 0-10V	AEP
39	6Z6	Placa base para 2x ISO3 com limitadora de pressão	EM 21 3/2 X 1 F	EUROFLUID

Tabela 22 – Lista de componentes

5.5 DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO GRUPO HIDRÁULICO Nº6

Projectado e dimensionado o circuito hidráulico, é importante assinalar quais as funcionalidades conseguidas com este sistema. Em seguida, estão enunciados as funcionalidades e o modo como são garantidas pelos diferentes meios de actuação e componentes hidráulicos.

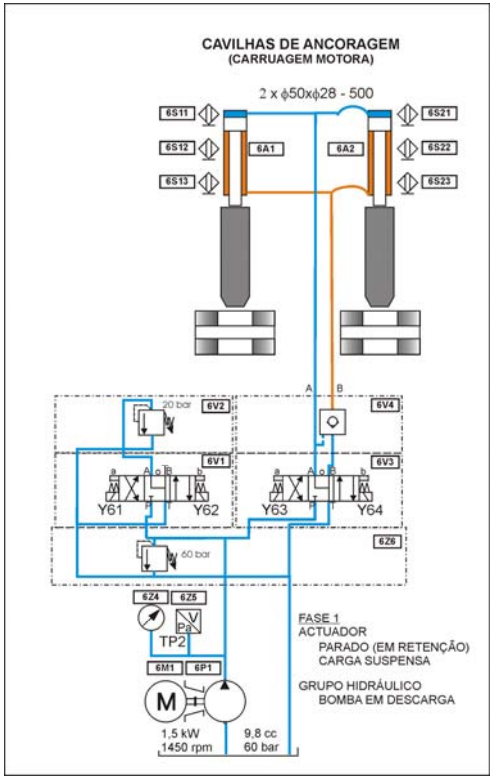


Figura 94 - 1ª fase cavilhas de ancoragem

Fase 1: Em repouso

Será explícito o caso das cavilhas de ancoragem posteriores, já que o mesmo se aplica às posteriores.

- Grupo hidráulico desligado
- Actuadores parados
- Estado de repouso das cavilhas não inseridas
- Carga suspensa
- Retenção por 6V4

Comandos				
6M1	Y61	Y62	Y63	Y64
0	0	0	0	0

Detectores					
6S11	6S21	6S12	6S22	6S13	6S23
1	1	0	0	0	0

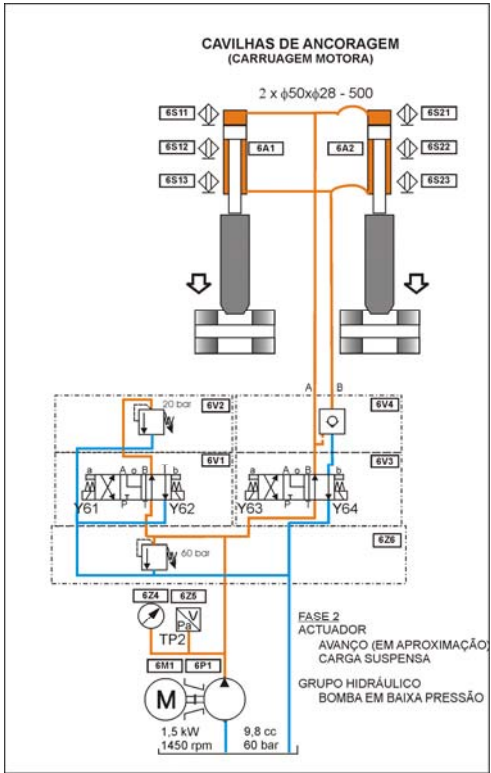


Figura 95 – 2ª fase cavilhas de ancoragem

Fase 2: Descida sem carga
(em aproximação)

- Bomba em baixa pressão
- Actuadores em avanço
- Inserção das cavilhas
- Carga Suspensa
- Pressão ditada por 6V2

Comandos				
6M1	Y61	Y62	Y63	Y64
1	0	1	0	1

Detectores					
6S11	6S21	6S12	6S22	6S13	6S23
0	0	0	0	0	0

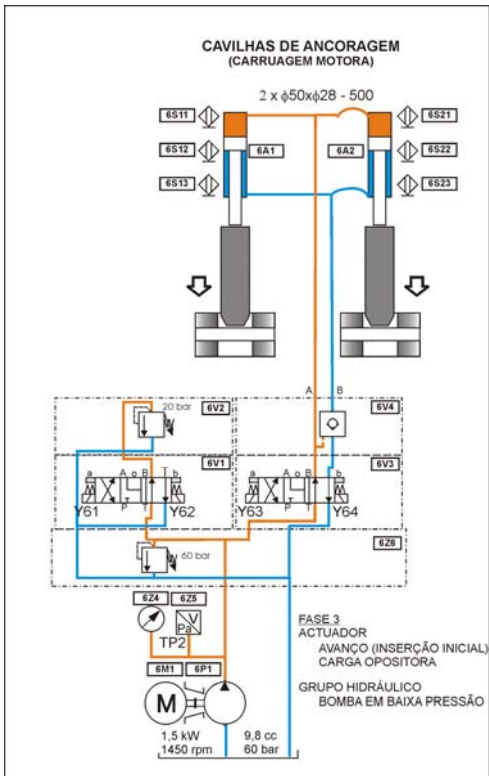


Figura 96 - 3ª fase cavilhas de ancoragem

Fase 3: Descida com carga baixa
(início do encavilhamento)

- Bomba em baixa pressão
- Actuadores em avanço
- Inserção das cavilhas (inicial)
- Carga opositora
- Pressão ditada por 6V2 (20bar)

Comandos				
6M1	Y61	Y62	Y63	Y64
1	0	1	0	1

Fase termina quando,

Detectores					
6S11	6S21	6S12	6S22	6S13	6S23
0	0	1	1	0	0

...ou pressão limite (20bar) atingida por
mais de um determinado Δt .

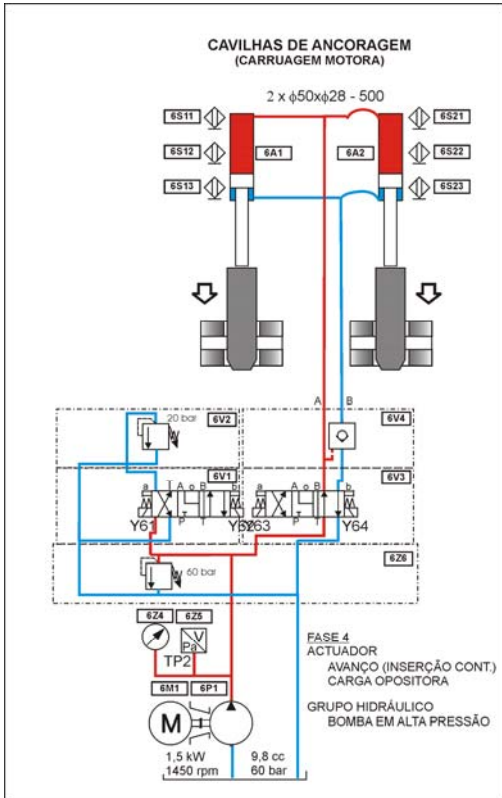


Figura 97 - 4ª fase cavilhas de ancoragem

Fase 4: Descida com carga
(encavilhamento final)

- Bomba em alta pressão
- Actuadores em avanço
- Inserção das cavilhas (continuação)
- Carga opositora
- Pressão ditada por 6Z6

Comando				
6M1	Y61	Y62	Y63	Y64
1	0	1	0	1

A fase termina quando,

Detectores					
6S11	6S21	6S12	6S22	6S13	6S23
0	0	0	0	1	1

...ou ou pressão limite (60bar) atingida por
mais de um determinado Δt .

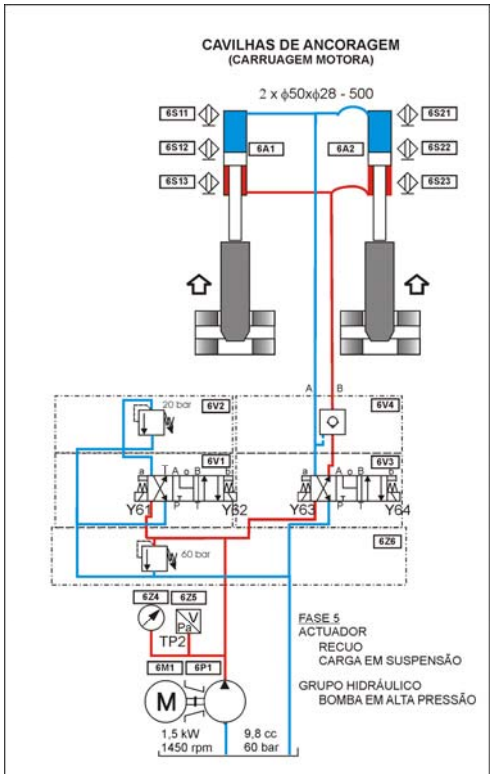


Figura 98 - 5ª fase cavilhas de ancoragem

Fase 5: Recuo

- Bomba em alta pressão
- Actuadores em recuo
- Remoção das cavilhas
- Carga em suspensão
- Pressão ditada por 6Z6 (60bar)

Comando				
6M1	Y61	Y62	Y63	Y64
1	0	1	0	1

Fase termina quando:

Detectores					
6S11	6S21	6S12	6S22	6S13	6S23
1	1	0	0	0	0

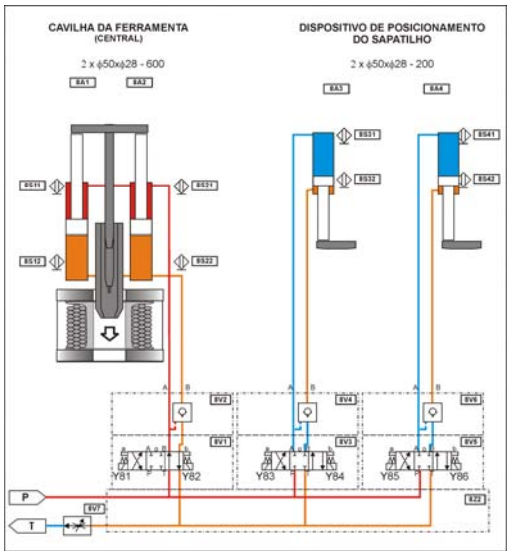


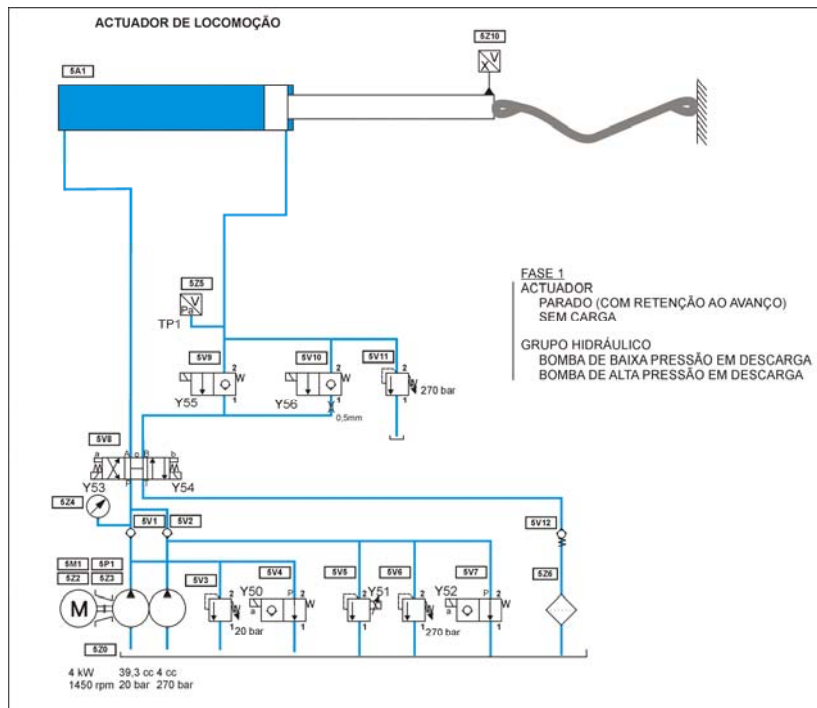
Figura 99 – Inserção da cavilha da ferramenta

Actuadores restantes de comando manual

Os restantes meios de actuação deste grupo têm um funcionamento idêntico:

- Bomba em baixa pressão
- Actuadores da cavilha da ferramenta em avanço
- Inserção da cavilha
- Comando manual
- Velocidade suave controlada em “meter-out” por 8V7

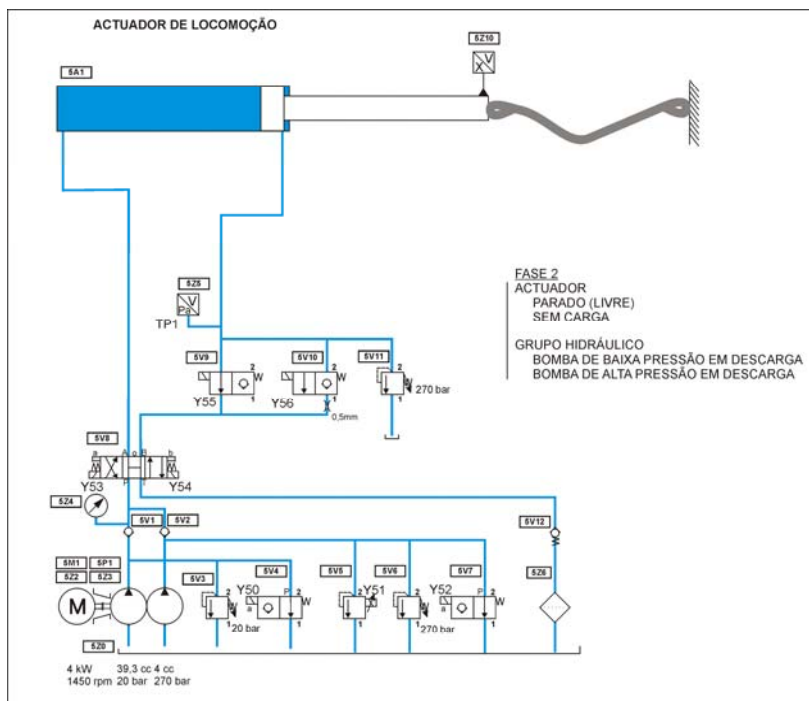
5.6 DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO GRUPO HIDRÁULICO Nº 5



1ª Fase: Sistema parado em retenção

- Actuador parado
- Sem carga
- Em retenção ao avanço
- Bombas em descarga

Figura 100 - 1ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5

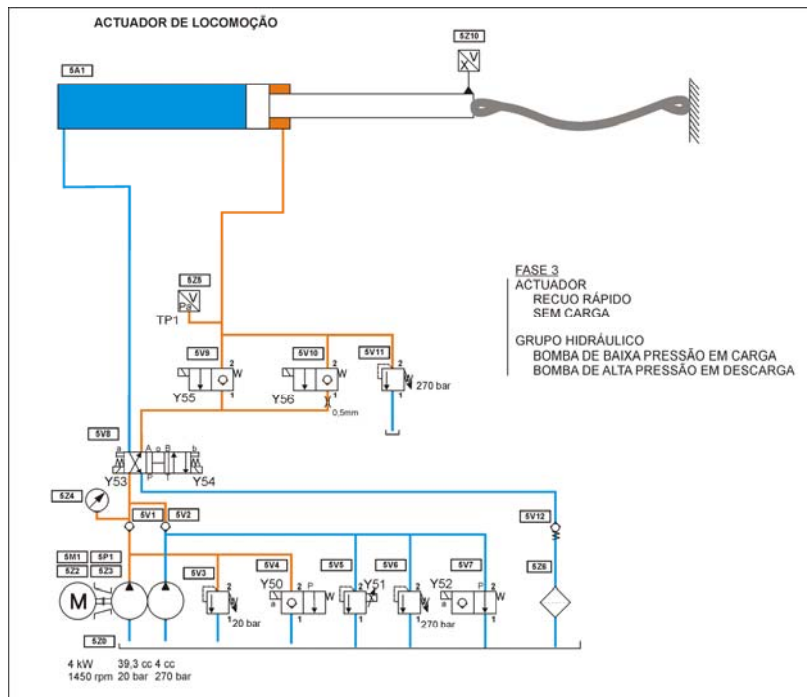


2ª Fase: Sistema parado livre

- Actuador parado livre
- Sem carga
- Em retenção ao avanço
- Bombas em descarga
- Y55=1

Figura 101 – 2ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5

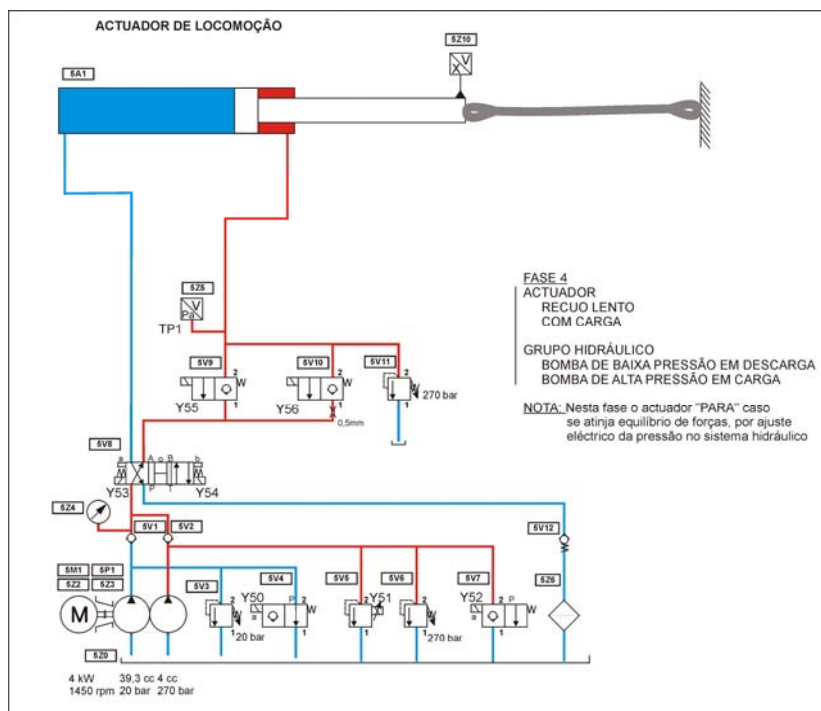
Sistema Automático de Pré-Tensionamento de Máquina de Ensaio de Cabos Sintéticos de 12 MN



3ª Fase: Sistema em avanço rápido

- Actuador em recuo rápido
- Sem carga
- Bomba de baixa pressão em carga
- Bomba de alta pressão em descarga
- Y50, Y53=1

Figura 102 - 3ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5



4ª Fase: Sistema a efectuar tensionamento

- Actuador em recuo lento
- Em carga
- Bomba de alta pressão em carga
- Bomba de baixa pressão em descarga
- Y52, Y53=1

Nesta fase o actuador "para" caso se atinja o equilíbrio de forças por ajuste eléctrico da pressão do circuito (Y51)

Figura 103 - 4ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5

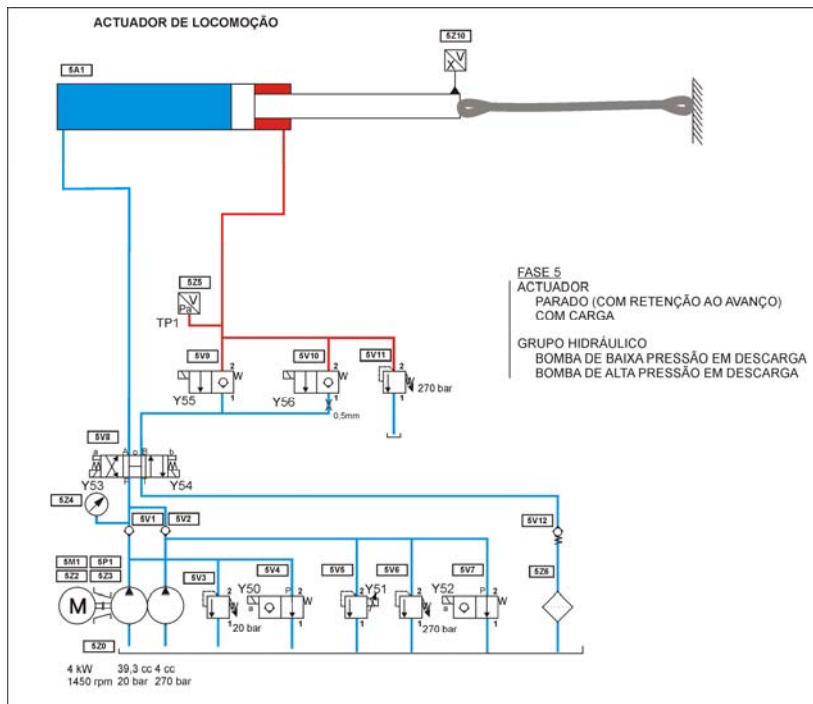


Figura 104 – 5ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5

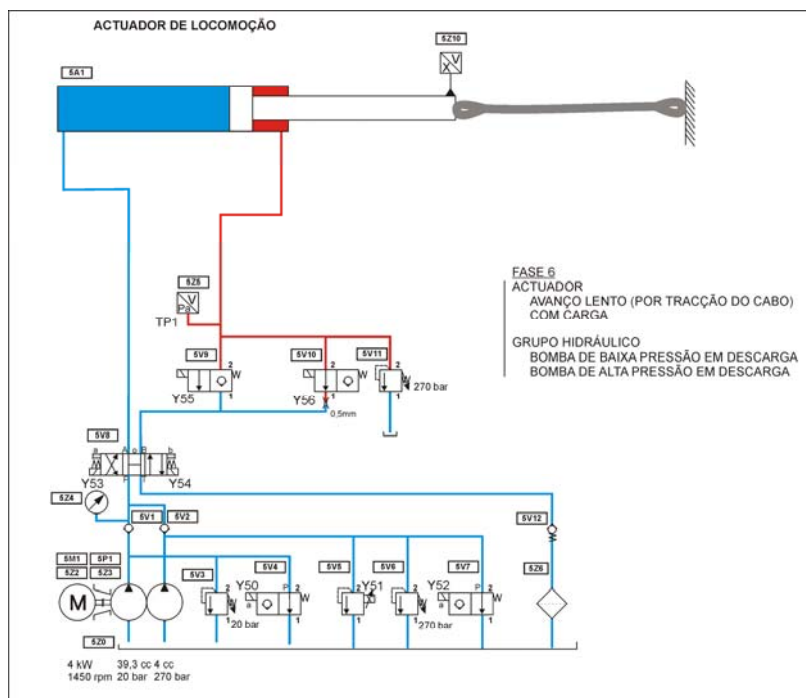


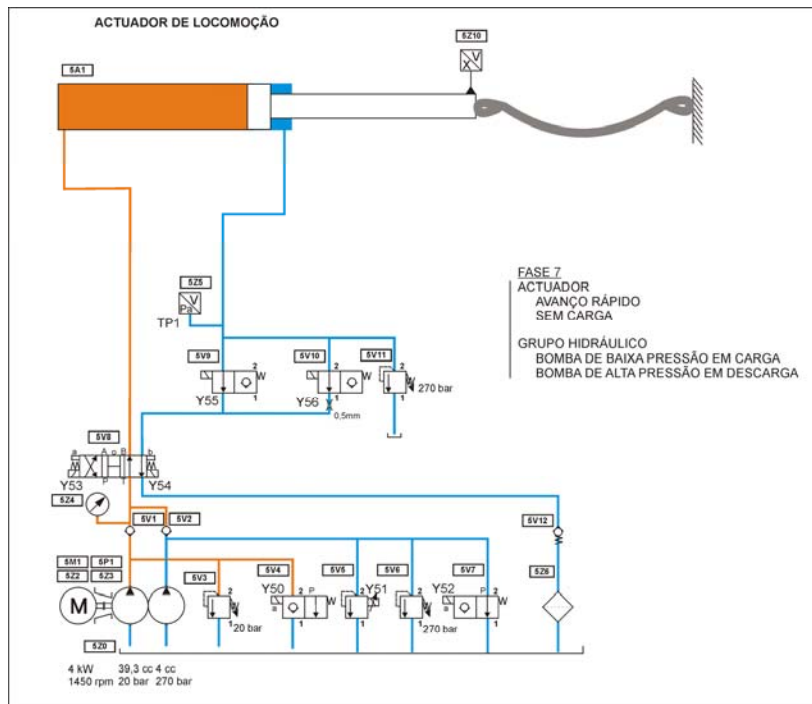
Figura 105 - 6ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5

5ª Fase: Sistema parado em carga

- Actuador parado
- Em retenção
- Bomba de alta pressão em descarga
- Bomba de baixa pressão em descarga

6ª Fase: Sistema a aliviar a tensão do cabo

- Actuador em avanço lento (tracção do cabo)
- Em carga
- Passagem por *gigleur*
- Bomba de alta pressão em descarga
- Bomba de baixa pressão em descarga
- Y56=1



7ª Fase: Sistema em recuo rápido

- Actuador em avanço rápido
- Sem carga
- Bomba de alta pressão em descarga
- Bomba de baixa pressão em carga
- Y50,Y54,Y55,Y56=1

Figura 106 - 7ª fase do funcionamento do grupo hidráulico nº 5

O final deste capítulo coincide com a fase do projecto em que se encontra à data da apresentação deste trabalho, sendo as restantes fases transpostas para trabalhos futuros.

Estes serão designados em seguida conjuntamente com as conclusões finais do trabalho efectuado.

6. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

De início, os objectivos e tarefas, gerais, traçadas este projecto do sistema de pré-tensionamento, eram realizar uma análise crítica, conceber uma solução para aprovação para construção, dimensioná-la e ajustar certos aspectos construtivos tendo por base uma solução construtiva já em grande parte definida, figura 16, contudo, com o desenrolar do projecto novos requisitos ao nível de ferramentas e funcionais acabaram por ditar profundas alterações, elevando a sua complexidade o que teve implicações a nível do tempo necessário para a sua realização.

O trabalho exposto acaba por retratar apenas uma parte do projecto total deste equipamento, que era o patamar esperado a ser atingido no final deste projecto.

Toda a definição e projecto mecânico foi feito com recurso a uma ferramenta essencial de modelação 3D, o que contribuiu de forma bastante positiva para obtenção, dimensionamento e a sua apresentação da solução global obtida.

A solução mecânica obtida considera-se bastante equilibrada a nível económico, uma vez que é constituída por peças de material corrente, obtidas por processos de fabrico simples, sem com isso deixar de cumprir com todos os requisitos propostos de uma forma relativamente simples e prática.

A nível hidráulico os novos requisitos funcionais do equipamento acabaram, também, por afectar a solução adoptada. Contudo, foi conseguido associar as novas funcionalidades ao sistema de accionamento sem acrescentar grande complexidade, aproveitando a fonte de energia já disponível e os meios de actuação existentes, com a excepção dos actuadores dos actuadores do dispositivo de posicionamento da ferramenta.

As características que resultaram do equipamento projectado permitem mostrar a validade da solução, no que diz respeito, à optimização global da máquina de ensaio, à simplificação dos árduos processos logísticos de preparação dos ensaios com inerentes poupanças de tempo, à diminuição de meios humanos requeridos no processo e à melhoria das condições de segurança.

As fases restantes do projecto deste sistema são agora transpostas para os trabalhos futuros, que neste caso será já após a apresentação deste trabalho. Essas fases são:

- Definição do sistema de comando através do projecto eléctrico e da selecção e encomenda dos seus componentes.
- Definição do sistema de controlo através da definição da arquitectura de comando, interface com o operador, selecção do autómato e programação do algoritmo de controlo.
- Definição do sistema de instrumentação através da selecção de instrumentos de medida e a respectiva encomenda.
- Por último, a montagem global do sistema de pré-tensionamento e a realização dos devidos testes de funcionamento.

7. BIBLIOGRAFIA

Gotz, Werner, Hidráulica Teoria e Aplicações da Bosh, Stuttgart, Departamento de publicações técnicas da Bosh, 1991.

Branco, Carlos A. G. De Moura, Mecânica dos Materiais; 3ª edição, Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian, 1998.

Gomes, J. F. Silva, Mecânica Dos Sólidos e Resistência dos Materiais, Porto, INEGI, 2004.

Shigley, Joseph Edward; Mischke, Charles R.; Mechanical Engineering Design, 5th, McGraw-Hill Book Company, 1989.

Morais, Simões, Desenho Técnico Básico, 22ª edição, Gráficos Reunidos, LDA, 2003.

<http://www.inegi.pt/>

<http://www.quintascordoarias.pt/>

<http://www.csropes.com.br/>

<http://www.marinecorrosionforum.org/DNV%20lab%20facilities.pdf>

<http://www.tech.plym.ac.uk/sme/desnotes/boltb.htm>

<http://hydraulics.eaton.com/>

<http://www.voss.de/>

<http://www.asm-sensor.com>

<http://www.casappa.com/>

<http://w1.siemens.com/answers/pt/pt/>

<http://www.filtrec.it/>

<http://www.wandfluh.com/>

www.omtfiltri.com

http://www.galtech.it/default_eng.aspx

<http://www.eurofluid.com>